

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování - 340

Hydrostatický pohon řízené nápravy Tatra

Hydrostatic driving unit of driven axes Tatra

Student: Bc. Ondřej Polášek

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Ondřej Polášek

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

70 Zemní, těžební a stavební stroje

Téma:

Hydrostatický pohon řízené nápravy TATRA
Hydrostatic Driving Unit of Driven Axes TATRA

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce vypracujte stručnou rešerši dané problematiky. Vypracujte konstrukční návrh pohonu řízených náprav TATRA bez mechanické vazby, navrhnete vhodný hydromotor a provedte potřebné výpočty, včetně tažné síly kola nápravy.

Zpracujte výkresovou dokumentaci. Ta by měla být v rozsahu 2x A0 (popř. jejich ekvivalent). Bližší specifikace provozních podmínek a parametrů určí zadavatel - Ing. Marek Janovský, Technický úsek TATRA, a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.

JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011




doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě23.5.2011.....

..........

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).

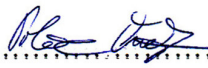
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 23.5.2011


.....
Plné jméno

Adresa trvalého pobytu :

Palackého 1243
739 11 Frýdlant nad Ostravicí
Česká republika

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Polášek, O. *Hydrostatický pohon řízené nápravy Tatra*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011, 60 s. Diplomová práce, Vedoucí Fries, J.

Práce se zabývá návrhem hydrostatického pohonu řízené nápravy vozidel Tatra. V úvodu je uveden obecný popis funkce a vlastností hydrostatického pohonu přední nápravy a možnosti jeho použití na různá vozidla. V druhém bodě je vytvořena literární rešerše použitých zařízení hydrostatické jednotky. V dalším bodě je řešen konstrukční návrh hydrostatické jednotky, především umístění hydromotorů na kola nápravy, následují výpočty týkající se zejména návrhu hydromotoru a pevnostních výpočtů součástí umístěných v náboji kola. Na závěr je práce doplněna o obrázky výsledků pevnostní analýzy náboje kola vytvořené v počítačovém programu pracujícím na principu metody konečných prvků.

ANNOTATION OF THESIS

Polášek, O. *Hydrostatic drive unit of driving Tatra axle*. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2011, 60 p. Diploma thesis, director Fries, J.

Goal of the thesis is to design hydrostatic drive unit of driving Tatra axle. General function description and features of hydrostatic drive unit of front axle and possibilities of its application on different vehicles are described first. In second point, literary research of device used for hydrostatic unit is made. Next point is about design of hydrostatic unit, especially location of the hydromotors on the wheel of the axle, calculations related especially to hydromotor design and strength calculations of the components located in the wheel hub. Conclusion of the thesis consists of pictures of strength analysis results created in computer program based on finite elements method.

Klíčová slova : hydromotor; náboj kola; středový čep; otočný čep; kuželíková ložiska;
tažná síla kola;

Key words: hydromotor; wheel hub; center pivot; rotary pivot; tapered roller bearings;
traction force of wheel;

Obsah diplomové práce:

Seznam použitého značení.....	9
1. Úvod	13
2 Literární rešerše použitých zařízení hydrostatické jednotky	16
2.1 Vhodná volba hydromotoru	16
2.1.1 Řízení výstupní momentu hydromotoru	19
2.2 Axiální pístový hydrogenerátor.....	19
2.3 Centrální elektronická řídicí jednotka.....	20
2.4 Snímač rychlosti hydromotoru.....	21
2.5 Hydraulický rozvaděč.....	22
2.6 Pojistný ventil.....	23
2.7 Joystick – ovládací páka hydrostatického pohonu.....	24
2.8 Displej pro zobrazení stavu hydrostatického pohonu.....	24
2.9 Nádrž.....	25
2.10 Chladicí zařízení.....	25
2.11 Prvky pro rozvod hydraulického oleje.....	25
2.12 Filtrační zařízení.....	25
2.13 Souhrn použitých zařízení hydrostatické jednotky.....	26
3. Konstrukční návrh hydrostatické jednotky	27
3.1 Varianty konstrukčního umístění hydromotoru.....	27
3.2 Porovnání a volba vhodné varianty umístění hydromotoru.....	30
3.3 Požadavek nepřekročení šířky řízené nápravy.....	32
3.4 Návrh možných provedení řízené nápravy.....	35
4. Výběr výpočtových metod vhodných pro návrh hydrostatického pohonu.....	37
4.1 Návrh a vhodná volba hydromotoru.....	37
4.1.1 Výpočet tažné síly kola vozidla.....	37
4.1.2 Výpočet kroutícího momentu na kole.....	39

4.1.3 Výpočet potřebného geometrického obejmu hydromotoru.....	39
4.1.4 Výpočet potřebného geometrického obejmu hydrogenerátoru...	40
4.2 Pevnostní kontrola šroubů na střih v nebezpečném průřezu.....	41
4.3 Pevnostní kontrola namáhání na otláčení boků zubů na středovém čepu a drážek v nábojích otočného čepu a pevné části hydromotoru	43
4.4 Kontrola životnosti ložisek.....	46
4.4.1 Výpočet životnosti ložisek.....	46
4.5 Pevnostní analýza náboje kola hydromotoru metodou konečných prvků.....	54
4.5.1 Okrajové podmínky náboje kola.....	55
4.5.2 Výsledky pevnostní analýzy náboje kola.....	56
4.5.3 Vyhodnocení pevnostní analýzy náboje kola.....	57
5.Závěr.....	58
Seznam použité literatury.....	59

Seznam použitého značení

A	Vzdálenost 1. ložiska od středu působení nápravového tlaku	[mm]
C_i	Dynamická únosnost ložisek	[N]
C_1	Základní dynamická únosnost kuželíkového ložiska 1	[N]
C_2	Základní dynamická únosnost kuželíkového ložiska 2	[N]
D_1	Hlavový průměr zubu středního čepu v místě 1. spojení	[m]
D_2	Hlavový průměr zubu středního čepu v místě 2. spojení	[m]
D_s	Střední průměr zubu spoje	[mm]
F	Tažná síla kola	[N]
F_{Ai}	Axiální zatížení ložiska	[N]
$F_{A1-I.}$	Axiální zatížení ložiska 1 – režim I.	[N]
$F_{A1-II.}$	Axiální zatížení ložiska 1 – režim II.	[N]
$F_{A1-III.}$	Axiální zatížení ložiska 1 – režim III.	[N]
$F_{A2-I.}$	Axiální zatížení ložiska 2 – režim I.	[N]
$F_{A2-II.}$	Axiální zatížení ložiska 2 – režim II.	[N]
$F_{A2-III.}$	Axiální zatížení ložiska 2 – režim III.	[N]
F_{Ri}	Radiální zatížení ložiska	[N]
$F_{R1-I.}$	Radiální zatížení ložiska 1 – režim I.	[N]
$F_{R1-II.}$	Radiální zatížení ložiska 1 – režim II.	[N]
$F_{R1-III.}$	Radiální zatížení ložiska 1 – režim III.	[N]
$F_{R2-I.}$	Radiální zatížení ložiska 2 – režim I.	[N]
$F_{R2-II.}$	Radiální zatížení ložiska 2 – režim II.	[N]
$F_{R2-III.}$	Radiální zatížení ložiska 2 – režim III.	[N]
F_a	Síla potřebná pro zrychlení	[N]
F_b	Síla potřebná pro překonání odporu při jízdě vozidla v oblouku	[N]
F_o	Síla potřebná pro překonání odporu proti jízdě	[N]
F_{os1}	Obvodová síla na středním průměru drážkování D_s 1. spojení	[N]
F_{os2}	Obvodová síla na středním průměru drážkování D_s 2. spojení	[N]
F_s	Střížná síla	[N]
K_{aa}	Axiální síla působící od ložiska 1 k ložisku 2	[N]
K_{ai}	Axiální síla působící od ložiska 2 k ložisku 1	[N]
L	Vzdálenost mezi oběma ložisky	[mm]

L_{10}	Výsledná celková životnost ložiska 1 v miliónech otáček	$[10^6 \text{ot.}]$
L_{20}	Výsledná celková životnost ložiska 2 v miliónech otáček	$[10^6 \text{ot.}]$
L_{10KM}	Výsledná celková životnost ložiska 1 v km	$[\text{km}]$
L_{20KM}	Výsledná celková životnost ložiska 2 v km	$[\text{km}]$
L_i	Životnost ložiska v miliónech otáček	$[10^6 \text{ot.}]$
L_{i0}	Výsledná celková životnost ložiska v miliónech otáček	$[10^6 \text{ot.}]$
$L_{i-I.}$	Životnost ložisek v miliónech otáček – režim I.	$[10^6 \text{ot}]$
$L_{i-II.}$	Životnost ložisek v miliónech otáček – režim II.	$[10^6 \text{ot.}]$
$L_{i-III.}$	Životnost ložisek v miliónech otáček – režim III.	$[10^6 \text{ot.}]$
$L_{1-I.}$	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 1 – režim I.	$[10^6 \text{ot.}]$
$L_{1-II.}$	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 1 – režim II.	$[10^6 \text{ot.}]$
$L_{1-III.}$	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 1 – režim III.	$[10^6 \text{ot}]$
$L_{2-I.}$	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 2 – režim I.	$[10^6 \text{ot}]$
$L_{2-II.}$	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 2 – režim II.	$[10^6 \text{ot.}]$
$L_{2-III.}$	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 2 – režim III.	$[10^6 \text{ot.}]$
M_k	Kroutící moment	$[\text{N.m}]$
$M_{k\max.HM}$	Maximální kroutící moment hydromotoru	$[\text{N.m}]$
M_{kK}	Kroutící moment na kole vozidla	$[\text{N.m}]$
P_i	Ekvivalentní zatížení	$[\text{N}]$
$P_{1-I.}$	Ekvivalentní zatížení ložiska 1 – režim I.	$[\text{N}]$
$P_{1-II.}$	Ekvivalentní zatížení ložiska 1 – režim II.	$[\text{N}]$
$P_{1-III.}$	Ekvivalentní zatížení ložiska 1 – režim III.	$[\text{N}]$
$P_{2-I.}$	Ekvivalentní zatížení ložiska 2 – režim I.	$[\text{N}]$
$P_{2-II.}$	Ekvivalentní zatížení ložiska 2 – režim II.	$[\text{N}]$
$P_{2-III.}$	Ekvivalentní zatížení ložiska 2 – režim III.	$[\text{N}]$
P_H	Hydraulický výkon	$[\text{kW}]$
P_M	Mechanický výkon	$[\text{kW}]$
$P_{\max.HM}$	Maximální výkon hydromotoru	$[\text{kW}]$
Q	Objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
Q_B	Poloviční nápravový statický tlak	$[\text{N}]$
Q_{RA}	Zatížení vnějšího kola při průjezdu zatáčkou	$[\text{N}]$
Q_{Ri}	Zatížení vnitřního kola při průjezdu zatáčkou	$[\text{N}]$
Re	Mez kluzu	$[\text{MPa}]$
$R_{DYN.}$	Dynamický poloměr pneumatiky	$[\text{m}]$

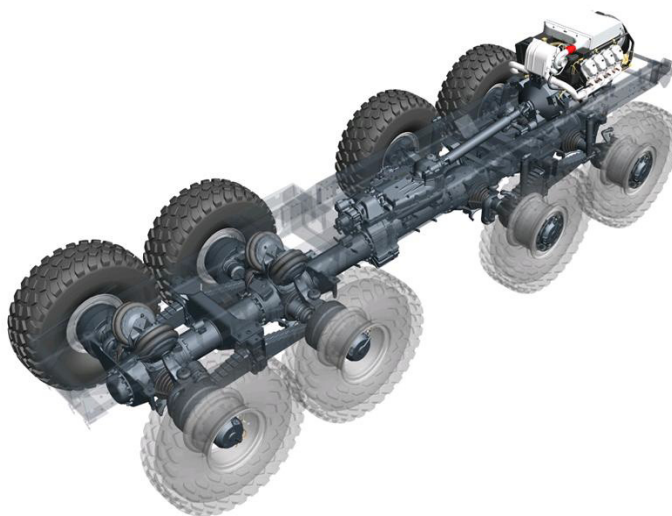
R_s	Rameno uložení šroubu	[m]
S	Střížná plocha	[m ²]
S_w	Rozchod nápravy	[mm]
V_g	Potřebný geometrický objem hydromotoru	[cm ³]
V_{gHG}	Geometrický objem hydrogenerátoru	[cm ³]
V_{gHM}	Geometrický objem hydromotoru	[cm ³]
X	Součinitel radiálního dynamického zatížení	[-]
Y	Součinitel axiálního dynamického zatížení	[-]
a	Zrychlení vozidla	[m.s ⁻²]
d_1	Patní průměr zubu středního čepu v místě 1. spojení	[m]
d_2	Patní průměr zubu středního čepu v místě 2. spojení	[m]
d_s	Průměr pevnostního šroubu hydromotoru	[m]
f	Zaoblení hran zubů a drážek	[mm]
f_1	Zaoblení hran zubů a drážek u 1. spojení	[mm]
f_2	Zaoblení hran zubů a drážek u 2. spojení	[mm]
f_a	Součinitel vlivu směrové úchytky při valení kola (boční síla)	[mm]
f_o	Součinitel valivého odporu	[-]
f_{ob}	Součinitel valivého odporu při jízdě vozidla v oblouku	[-]
f_t	Součinitel tření mezi vozovkou a kolem vozidla	[-]
f^*	Účinná plocha boků drážek na 1 mm délky	[mm ² /mm]
f^*_1	Účinná plocha boků drážek na 1 mm délky pro 1. spojení	[mm ² /mm]
f^*_2	Účinná plocha boků drážek na 1 mm délky pro 2. spojení	[mm ² /mm]
g	Tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h_s	Výška těžiště vozidla	[mm]
i_s	Počet šroubů hydromotoru	[-]
k	Statická bezpečnost	[-]
l	Délka drážkového spojení	[mm]
l_1	Délka 1. spojení	[mm]
l_2	Délka 2. spojení	[mm]
m	Zatížení nápravy na jedno kolo	[kg]
m_e	Exponent typu ložiska	[-]
m_{HG}	Hmotnost hydrogenerátoru	[kg]
m_{HM}	Hmotnost hydromotoru	[kg]
m_{pN}	Zatížení na přední nápravě vozidla	[kg]

n_{HG}	Otáčky hydrogenerátoru	$[\text{min.}^{-1}]$
n_M	Otáčky motoru	$[\text{min.}^{-1}]$
$n_{\text{max.HG}}$	Maximální otáčky hydrogenerátoru	$[\text{min.}^{-1}]$
$n_{\text{max.HM}}$	Maximální otáčky hydromotoru	$[\text{min.}^{-1}]$
p	Měrný tlak	$[\text{MPa}]$
p_D	Dovolený měrný tlak	$[\text{MPa}]$
$p_{\text{max.HG}}$	Maximální pracovní tlak hydrogenerátoru	$[\text{MPa}]$
$p_{\text{max.HM}}$	Maximální pracovní tlak hydromotoru	$[\text{MPa}]$
t	Čas potřebný pro dosažení požadované rychlosti	$[\text{s}]$
v	Max. dosažitelná rychlost vozidla s hydrostatickým pohonem	$[\text{m.s}^{-1}]$
z_1	Počet zubů 1. spojení	$[-]$
z_2	Počet zubů 2. spojení	$[-]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
α	Součinitel přetížení	$[-]$
β	Úhel stoupání vozovky	$[\text{°}]$
$\eta_{\text{MT-HM}}$	Účinnost mechanicko – tlaková hydromotoru	$[-]$
σ_D	Dovolené napětí náboje kola	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{\text{RED.}}$	Redukované napětí náboje kola dle hypotézy HMM	$[\text{MPa}]$
τ_S	Namáhání ve střihu	$[\text{MPa}]$
τ_{DS}	Dovolené namáhání ve střihu	$[\text{MPa}]$
ω	Úhlová rychlost	$[\text{rad.s}^{-1}]$
Δp	Maximální tlak na tlakovém ventilu	$[\text{MPa}]$

1. Úvod

Úkolem diplomové práce je návrh hydrostatického pohonu řízené nápravy u nákladních vozidel Tatra - tzn. návrh hydrostatické jednotky tvořené centrální elektronickou řídicí jednotkou, snímači, hydrogenerátorem, zařízením pro chlazení pracovního média, soustavou tlakových trubek a hadic, rozvodných segmentů hydraulické kapaliny, ventily a dalšími zařízeními používanými v hydraulických obvodech. Výstupem hydrostatické jednotky budou hydromotory, které budou vhodným způsobem uloženy v kolech přední nápravy, která jimi bude poháněna, respektive v každém kole přední nápravy bude uložen jeden hydromotor, který bude dodávat kolu potřebný kroutící moment.

Bude se jednat se o náhradu pohonu klasické plněpohonné jednotky všech kol u nákladních vozidel Tatra, kdy pohon zadních náprav zůstane původní, tzn. pohon pomocí klasické mechanické koncepce, u které je přenos kroutícího momentu realizován ze vznětového spalovacího motoru přes mechanickou převodovku, osově a nápravové diferenciály k samotným kolům náprav.



Obr.1.1 – Klasická plněpohonná jednotka všech kol vozidla Tatra - 8x8 [11]

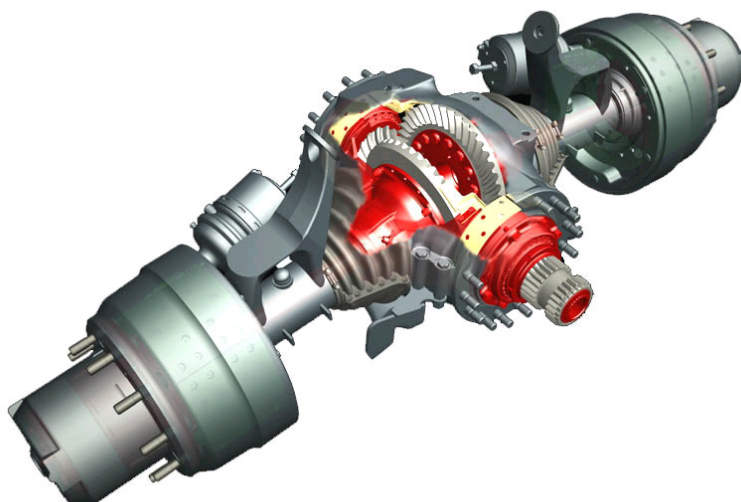
Zatímco pohon přední, řízené nápravy bude nahrazen namísto klasické varianty, pohony tvořenými hydrostatickými jednotkami. Vozidlo bude tedy disponovat hybridním pohonem (klasická mechanická koncepce zadních náprav + hydrostatický pohon řízené nápravy). Hydrostatický pohon bude možno instalovat na čtyřnápravová, třínápravová a dvounápravová vozidla Tatra, s uspořádáním náprav 8x8, 8x6, 8x4, 6x6, 6x4 a 4x4 a 4x2 na přední nápravy vozidel.

Hydrostatický pohon přední, řízené nápravy bude plnit funkci především pomocného pohonu vozidla. Tento pohon bude většinou použit v případě, kdy již klasický pohon zadních náprav nebude dostačující. Příkladem zde mohou být snížené adhezní podmínky vozovky, nebo uvíznutí nákladního vozidla v těžkém terénu, kde bude hydrostatický pohon plnit vyprošťovací funkci vozidla.

Tento přídatný pohon by měl zajistit vozidlu trvalou mobilitu. Vozidlo se díky hydrostatickému pohonu na přední nápravě bude moci bezpečněji a spolehlivěji pohybovat po komunikacích i za nepříznivých adhezních a meteorologických podmínek. Mezi tyto nepříznivé adhezní a meteorologické podmínky můžeme zahrnout bláto, sníh, led, trávu a další.

Trakční schopnosti tohoto pohonu budou omezeny do rychlosti 24 km/hod., po překročení této hodnoty rychlosti dojde k automatickému vypnutí tohoto pohonu. Hydromotor bude možné zapnout nebo vypnout během jízdy podle aktuální potřeby. Hydrostatického pohonu bude možno použít i pro reverzní pohon vozidla.

Aplikací tohoto nového systému se bude jednat o inovaci v rámci pohonu vozidla Tatra. Při nasazení tohoto typu pohonu odpadá část hmotnosti v přední části vozidla (hnací hřídel, talířová kola s vnitřním ústrojím rozvodovky atd.) způsobena klasickým, ale rozměrově složitějším pohonem přední nápravy, současně ale se zachováním výkyvného pohybu přední nápravy Tatra.



Obr.1.2 – Hnaná náprava vozidla Tatra klasické koncepce [11]

Výhodou tohoto pohonu, jak již bylo zmíněno výše, bude tedy především oproti standardnímu pohonu úspora hmotnosti, která se projeví zvýšenou užitnou hmotností vozidla a sníženou spotřebou paliva. Jinými slovy řečeno, vozidlo už nebude muset být vybaveno těžkým a rozměrově náročnějším pohonem kol přední nápravy a přitom dovede poskytnout v potřebné situaci stejný jízdní komfort jako plněpohonná varianta.

Tento systém je výhodný zvláště pro nákladní vozidla, která pracují v místech s náročnými terénními podmínkami (stavební díla, pískovny, šterkovny), dále pak pro dodávková vozidla, nákladní vozidla převážející odpad, tahače, také pro vozidla záchranných složek jako jsou požární a ambulantní vozy, a pro vozidla pracujících obecně v náročných podmínkách (obtížně sjízdné komunikace se sníženou přilnavostí, nezpevněné komunikace). Hydrostatický pohon je možno použít i na kola samotných přípojných vozidel, například na kola návěsů tahačů, vlečků a dalších.



Obr.1.3 – Aplikace hydrostatického pohonu [12]

Hydrostatického pohonu lze použít jak na řízené tak i na neřízené nápravy. Typickým příkladem zde může být zavážka materiálu či zboží do stavebního díla (např. lomu), po příjezdových, často však většinou nezpevněných a obtížně sjízdných komunikacích, kde se nákladní vozidlo rozhodně nemůže pohybovat vysokou rychlostí. Tohoto pohonu se plně využije také v zimních měsících, kdy jsou cesty velmi obtížně sjízdné, právě zde se plně využije trakčních pohonů na přední nápravě, které zvýší ovladatelnost vozidla a zamezí sklouznutí vozu ze silnice.

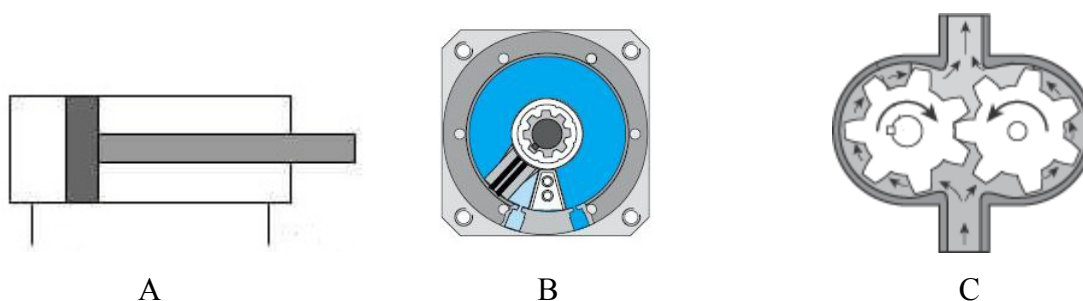
2. Literární rešerše použitých zařízení hydrostatické jednotky

Hydrostatická jednotka se bude skládat z následujících zařízení.

2.1 Vhodná volba hydromotoru

Základní rozdělení hydromotorů podle pohybu výstupního členu :

1. Přímočaré hydromotory
2. Hydromotory s kyvným pohybem
3. Rotační hydromotory



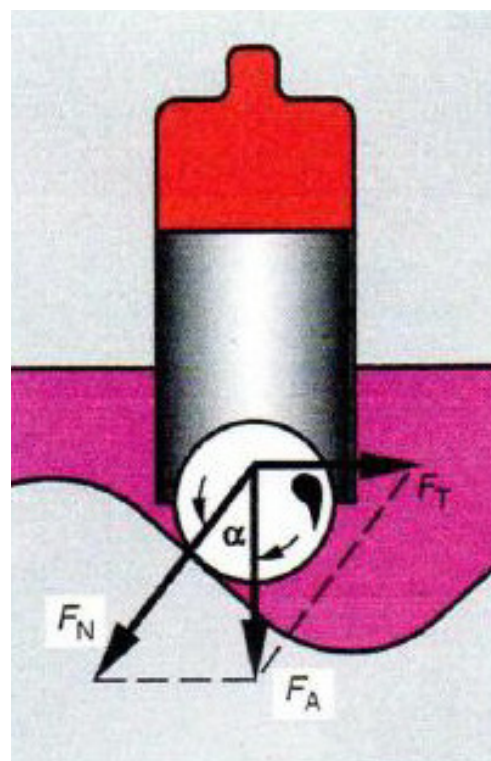
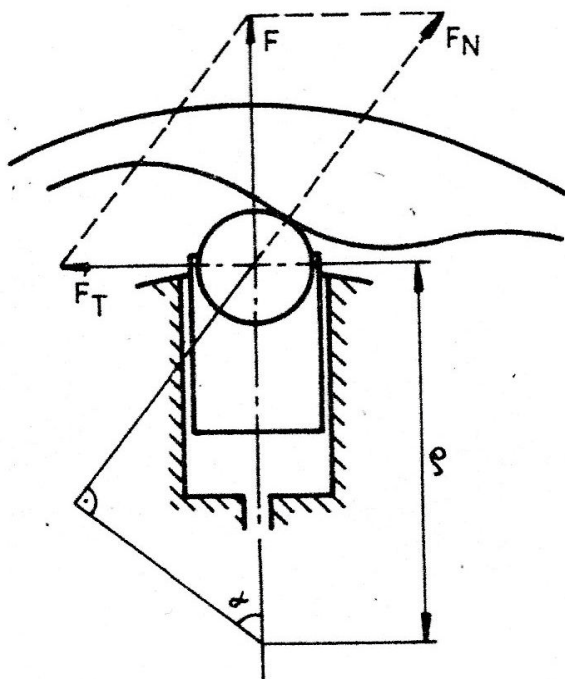
Obr.2.1 – Základní hydromotory dle pohybu výstupního členu: A – přímočarý hydromotor jednočinný, B – hydromotor s kyvným pohybem, C – rotační hydromotor zubový [8]

Jelikož pro naše zařízení potřebujeme jako výstupní pohyb rotační pohyb samotného kola přední nápravy, odpadá tedy v úvahu možnost použít hydromotory přímočaré a hydromotory s kyvným pohybem.

Z rotačních hydromotorů jsem jako nejvhodnější zvolil radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou drahou, z důvodu jeho nízké hmotnosti, kompaktnosti a s tím spojeným malým zástavbovým prostorem, především pak ale z důvodu poskytovaného vysokého kroutícího momentu, potřebného pro přímý pohon samotného kola řízené nápravy. V našem případě bude použit radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou drahou pístů.

Tento radiální pístový hydromotor má křivkovou dráhu pro písty, která umožňuje několikanásobný zdvih každého pístu během jedné otáčky, proto se hydromotor tohoto typu nazývá též vícekřivkový. Rozvod kapaliny k vnitřní straně pístu je válcovým nebo plochým šoupátkem. Síla tlakové kapaliny, působící na píst se přenáší na oběžnou dráhu prostřednictvím kladky neboli rolničky. Rozkladem této síly vzniká normálová složka, která

se zachytí povrchem oběžné dráhy a složka tečná, která na odpovídajícím poloměru k ose hydromotoru vytváří dílčí točivý moment. Součet těchto dílčích točivých momentů dává výsledný moment motoru. [8]

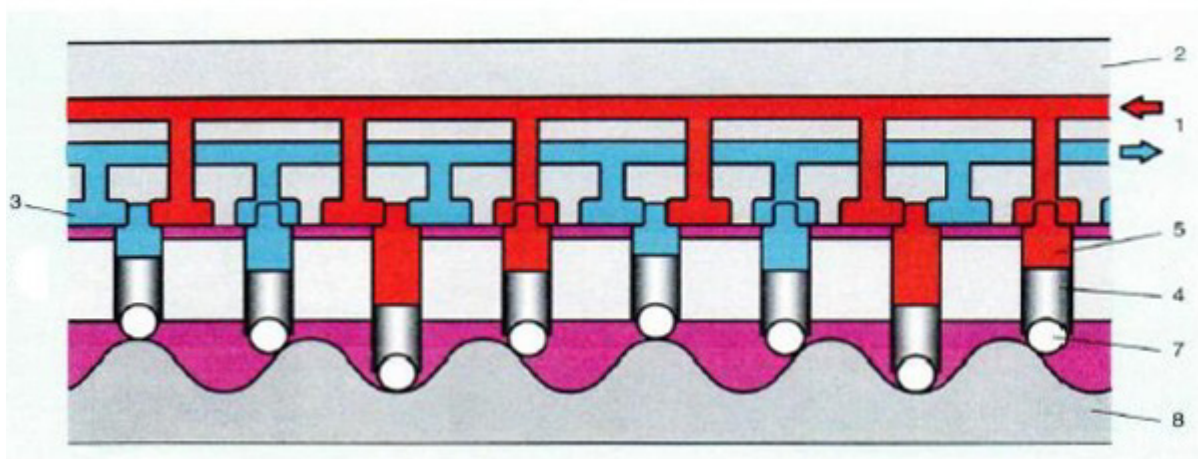


Obr.2.2 – Schéma znázornění oběžné dráhy s pístem a kladkou s působícími silami [8]

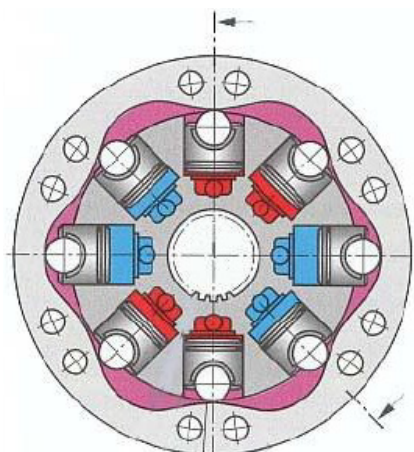
Moderní konstrukce mají sudý počet pístů, radiální síly jsou tedy vyrovnány. Vhodnou volbou tvaru oběžné dráhy lze dosáhnout dokonalé rovnoměrnosti otáčení.

Princip funkce

Kapalina je vedena pod tlakem (1) rozvodovým ústrojím (2) a vtokovým ventilem (3) vtéká do prostoru pod pístem (5), tento píst (4) se vlivem tlaku kapaliny posouvá. Síla tlakové kapaliny, působící na píst se přenáší na oběžnou dráhu (8) prostřednictvím kladky (7) (píst sjíždí po křivce směrem dolů). Jak stator dále pokračuje v pohybu, píst je stlačován křivkou na oběžné dráze opačným směrem (po křivce směrem nahoru) a vytlačuje tak kapalinu přes odtokový ventil rozvodovým ústrojím ven. Takto se děje u každého pístu během každé otáčky. [8]



Obr.2.3 – Princip funkce radiálního pístového hydromotoru s křivkovou oběžnou drahou [8]



Obr.2.4 – Princip funkce radiálního pístového hydromotoru s křivkovou oběžnou drahou [8]

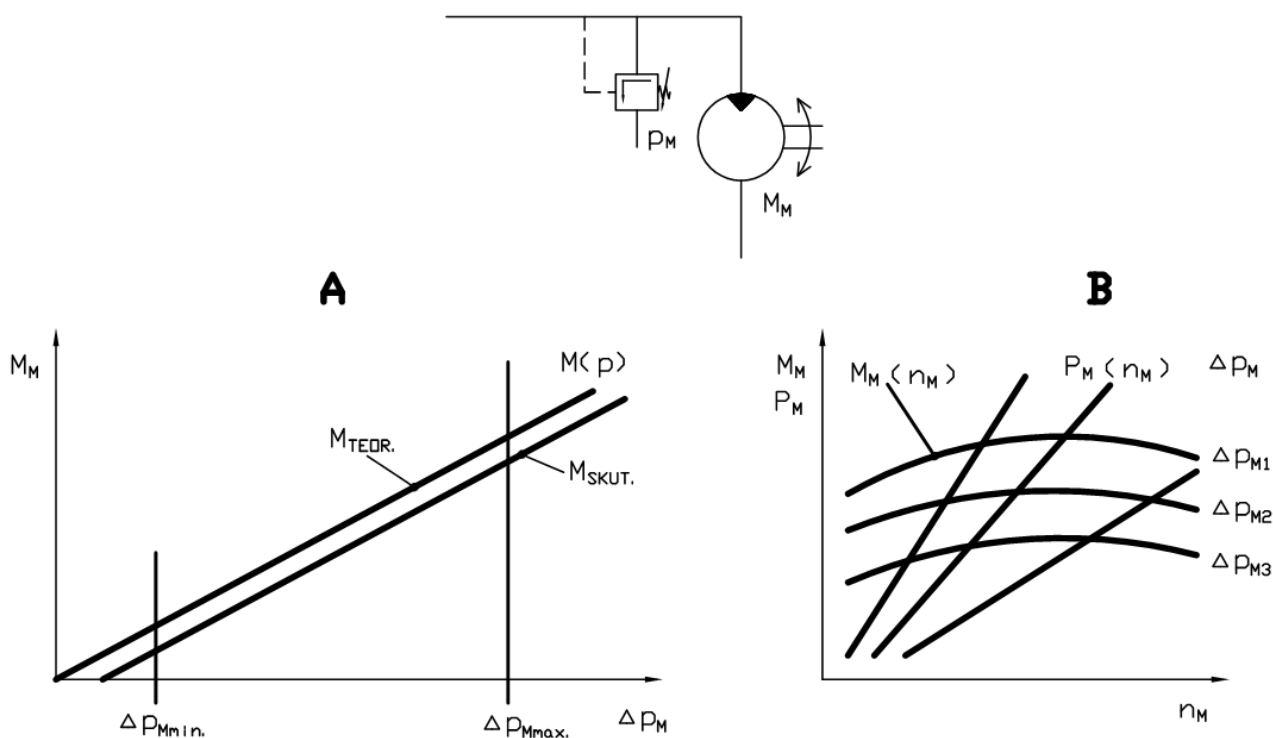
Tento typ hydromotoru se vyznačuje nízkými až středními otáčkami, vysokými geometrickými objemy a při možnosti jeho práce při tlacích až 40 MPa je schopen poskytnout velmi vysoký krouticí moment. [8]

Tohoto vysokého krouticího momentu se často využívá k přímému pohonu stroje bez vložené mechanické převodovky [8]. Tento hydromotor lze vestavět přímo do hnaného zařízení, může pracovat i ve výbušném prostředí. Nejznámější aplikace tohoto hydromotoru jsou nejčastěji právě pohony pojezdových kol mobilních strojů. Pro dosažení zvlášť velkých točivých momentů se hydromotor kombinuje s planetovým převodem.

Hydromotor bude možno použít pro oba smysly otáčení, tedy jak pro trakční chod, tak i pro reverzní chod hydromotoru, respektive bude umožňovat trakční a reverzní chod kol přední nápravy vozidla.

2.1.1. Řízení výstupního momentu hydromotoru

Výstupní krouticí moment na kolo nápravy bude regulován (řízen) pomocí tlakového (přepouštěcího) ventilu, vestavěného paralelně do vedení mezi zdroj tlaku - hydrogenerátor a oba hydromotory. Hodnota tlaku na tlakovém ventilu bude regulována pohybem ovládací páky – joysticku, umístěné v kabině řidiče, prostřednictvím snímače centrální elektronické řídicí jednotky.



Obr.2.5 – Charakteristiky hydromotoru při řízení tlakem, A – závislost momentu na tlaku, B – závislost momentu a výkonu na otáčkách při různém tlaku [2]

2.2 Axiální pístový regulační hydrogenerátor

Pro zajištění funkce spolehlivého přívodu hydraulického média do hydromotoru musí hydrostatická jednotka obsahovat hydrogenerátor. Pro náš případ bude použit axiální pístový regulační hydrogenerátor. Hydrogenerátor, respektive jeho vstupní hřídel bude připojen k hřídeli převodovky, který mu bude zajišťovat konstantní otáčky. Regulací geometrického objemu hydrogenerátoru bude možno regulovat otáčky obou hydromotorů.



Obr.2.6 – Axiální pístový hydrogenerátor PN 90 model 75 od firmy Hydraulic Poclain [13]

2.3 Centrální elektronická řídicí jednotka

Jedná se zřejmě o nejdůležitější součást celé hydrostatické jednotky. Toto zařízení má za úkol řídit, regulovat a kontrolovat funkce jednotlivých celků hydrostatické jednotky prostřednictvím snímačů umístěných na jednotlivých zařízeních.

Centrální elektronická řídicí jednotka ovládá funkce joysticku (ovládací páky hydrostatického pohonu), hydrogenerátoru, funkce snímače rychlosti hydromotoru, hydraulických rozvaděčů, chladicího zařízení nádrže, displeje zobrazujícího aktuální stav hydrostatického pohonu vozidla a dalších zařízení v hydraulickém obvodu.

Centrální řídicí elektronická jednotka bude umístěna v kabině řidiče.



Obr.2.7 – Centrální elektronická řídicí jednotka SmartDrive Easy Plus od firmy Hydraulic Poclain [13]

2.4 Snímač rychlosti hydromotoru

Další neméně důležitou součástí hydrostatické jednotky je snímač rychlosti otáček hydromotoru. Tento snímač bude instalován v těsné blízkosti hydromotoru a bude snímat jeho aktuální otáčky, ty pak budou ve formě dat odesílány centrální elektronické řídicí jednotce. Ta bude tato data vyhodnocovat.



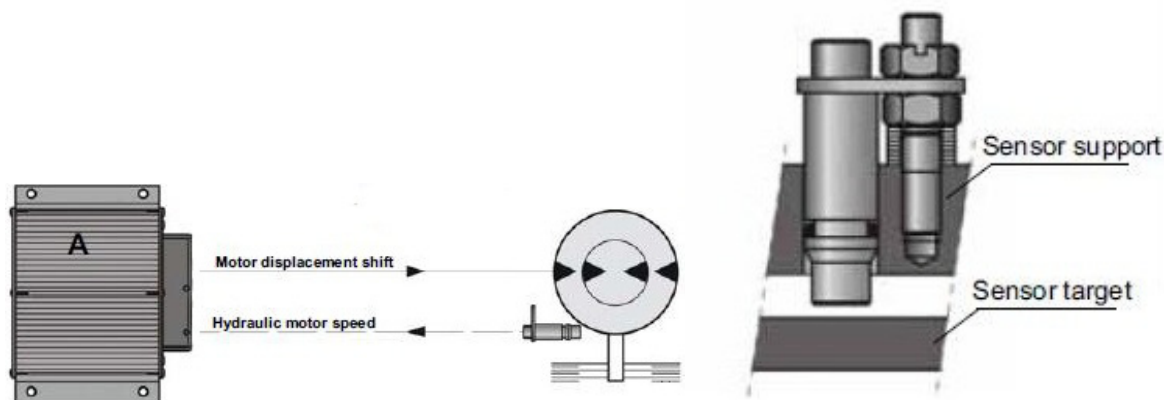
Obr.2.8 – Snímač rychlosti hydromotoru [13]

Snímač rychlosti hydromotoru má svou důležitou úlohu především v případě, kdy dojde ke zvýšení otáček kola nad mez maximálních přípustných otáček hydromotoru.

Hydromotor má výrobcem definované určité maximální přípustné hodnoty otáček a dalších veličin. Pro zabránění překročení těchto dovolených hodnot, následnému vzniku poruchy a přetížení hydromotoru je v blízkosti hydromotoru instalován výše zmíněný snímač rychlosti. Tento snímač odešle aktuální data centrální elektronické jednotce a ta vyšle signál hlavnímu hydraulickému rozvaděči, který přehradí průtok hydraulického média do uzavřené polohy a tím hydraulický olej přestane proudit do hydromotoru. Hydromotor se bude po dobu práce, kdy otáčky kola budou vyšší než maximální přípustné otáčky hydromotoru, volně otáčet stejnou rychlostí jako kolo vozidla, ovšem nebude do něj proudit tlakové hydraulické médium. Jakmile se otáčky kola opět sníží pod přípustnou mez maximálních otáček hydromotoru, vyšle snímač rychlosti signál centrální elektronické řídicí jednotce a ta opět přehradí šoupátko rozvaděče do otevřené polohy, a hydraulický olej opět začne proudit do hydromotoru.

Snímač rychlosti bude hrát svou roli taky v případě, dojde-li k náhlé změně otáček jednoho z kol vozidla. Například při jízdě vozidla do zatáčky. Snímač rychlosti odešle příslušná data řídicí jednotce, ta vydá potřebná data pomocnému hydraulickému rozvaděči a

ten podle potřeby změni zapojení hydromotorů z paralelního na sériové, což bude objasněno v další kapitole.



Obr.2.9 – Schéma přenosu dat a schéma snímání snímače rychlosti hydromotoru [13]

2.5 Hydraulický rozvaděč

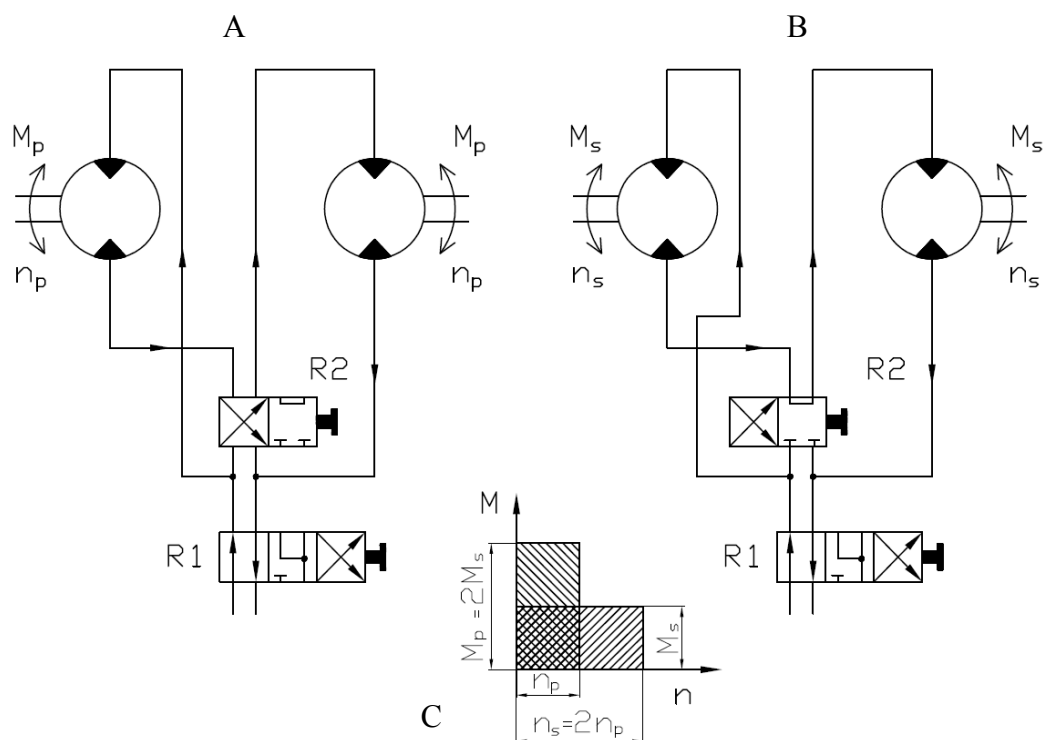
Hydraulický rozvaděč je nezbytnou součástí téměř každého hydraulického obvodu. Tento prvek zastává funkce jako je rozvod, hrazení a dělení toku pracovního média – hydraulického oleje mezi hydromotorem a hydrogenerátorem. V hydraulickém obvodu budou umístěny dva hydraulické rozvaděče – hlavní a pomocný. Oba hydraulické rozvaděče budou ovládány elektromagneticky prostřednictvím centrální elektronické jednotky.

Hlavní hydraulický rozvaděč bude sloužit k reverzaci otáček obou hydromotorů a také k přehrazení průtoku v situaci, kdy dojde k překročení maximálních přípustných otáček hydromotoru, jak již bylo popsáno v předchozí kapitole. Bude také chránit hydromotor proti náhlým tlakovým špičkám.



Obr.2.10 – Hydraulický rozvaděč VDF H15 od firmy Hydraulic Poclain [13]

Pomocný hydraulický rozvaděč bude přepínat zapojení hydromotorů z paralelního (obr. 2.11A) na sériové zapojení (obr. 2.11B) a naopak. Při přepojování se budou současně stupňovitě měnit otáčky a momenty na obou hydromotorech (obr.2.11C) a to tak, že pro otáčky v sériovém zapojení bude platit $n_s = 2 \cdot n_p$, pro moment v sériovém zapojení bude $M_s = 0,5 \cdot M_p$ a v paralelním zapojení budou otáčky jednotlivých motorů $n_p = 0,5 \cdot n_s$ a momenty $M_p = 2 \cdot M_s$ [2]. Systém přepínání zapojení hydromotorů bude v podstatě fungovat jako uzavěrka diferenciálu, jako je tomu v klasické mechanické koncepci přední nápravy vozidla.



Obr.2.11 – Dvoumotorový pohon s řízením otáček a momentu, A – paralelní zapojení, B – sériové zapojení, C – diagram momentu a otáček, [2]

2.6 Pojistný ventil

Tento prvek bude plnit pojišťovací funkci a chránit celý hydraulický obvod proti přetížení vlivem vysokého tlaku v obvodu.

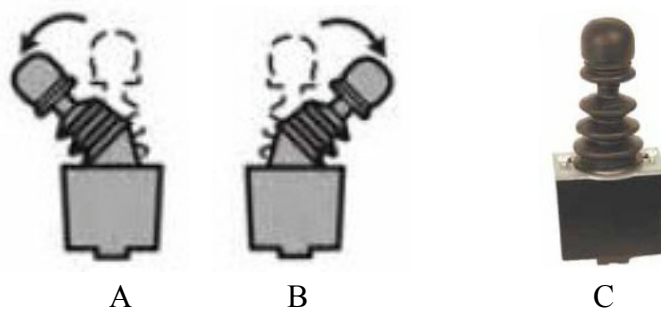


Obr.2.12 – Pojistný ventil FE 60 od firmy Hydraulics Poclain [13]

2.7 Joystick – ovládací páka hydrostatického pohonu

Joystick, neboli ovládací páka celého hydrostatického pohonu, bude umístěna v kabině řidiče vozidla. Řidič vozidla díky ní bude moci ovládat hydrostatický pohon přední nápravy vozidla.

Páku bude možno nastavit do dvou poloh. A to buď pro dopředný – trakční pohyb vozidla nebo pro reverzní pohyb vozidla. Jak již bylo zmíněno výše, bude možno změnou pohybu páky regulovat výkon hydrostatického pohonu. Při změně pohybu páky, dojde ke změně tlaku na přepouštěcím ventilu, který řídí výstupní krouťící moment hydromotoru a současně dojde i ke změně velikosti geometrického objemu hydrogenerátoru, který řídí otáčky hydromotoru.



Obr.2.13 – Schéma zobrazení poloh ovládací páky pro oba chody: A - reverzní chod, B - trakční (dopředný) chod, C - ovládací joystick od firmy Hydraulic Poclain [13]

2.8 Displej pro zobrazení stavu hydrostatického pohonu

Tento displej bude propojen s centrální elektronickou řídicí jednotkou a bude informovat řidiče vozidla o stavu a možných změnách hodnot parametrů jednotlivých zařízení hydrostatické jednotky. Zároveň jej bude upozorňovat na možné poruchy těchto zařízení. Bude umístěn na přístrojové desce v zorném poli řidiče.



Obr.2.14 – SD – display 5.5 od firmy Hydraulic Poclain [13]

2.9 Nádrž

Nádrž bude plnit v obvodu zásobní funkci hydraulického média. Pomocí snímače centrální řídicí elektronické jednotky bude podle potřeby dodávat toto hydraulické médium do obvodu.

2.10 Chladicí zařízení

Při průchodu hydraulického oleje hydraulickým obvodem dochází k tření oleje o stěny hydraulického potrubí a k tření mezi funkčními částmi hydraulických zařízení. Tento jev je nežádoucí a vede ke zvýšení teploty hydraulického oleje, jeho znehodnocení, následně pak ke snížení provozuschopnosti a možné poruše hydraulických zařízení. Toto zařízení bude instalováno před nádrží a jeho úkolem bude chladit hydraulické médium a udržovat jeho stálou teplotu.



Obr.2.15 – Vzduchový chladič oleje Oiltech LHC 16 od firmy OALER [14]

2.11 Prvky pro rozvod hydraulického oleje

Všechna hydraulická zařízení v hydraulickém obvodu budou navzájem propojena vysokotlakými hadicemi, které budou zajišťovat přívod a odvod hydraulického oleje do všech hydraulických zařízení. Vysokotlaké hadice bude nutno fixovat potrubními objímkami k pevným částem vozidla.

2.12 Filtrační zařízení

Veškerá hydraulická zařízení jsou velice choulostivá na nečistoty. Správná, bezpečná a spolehlivá funkce, zvláště pak ale životnost jednotlivých výše uvedených hydraulických

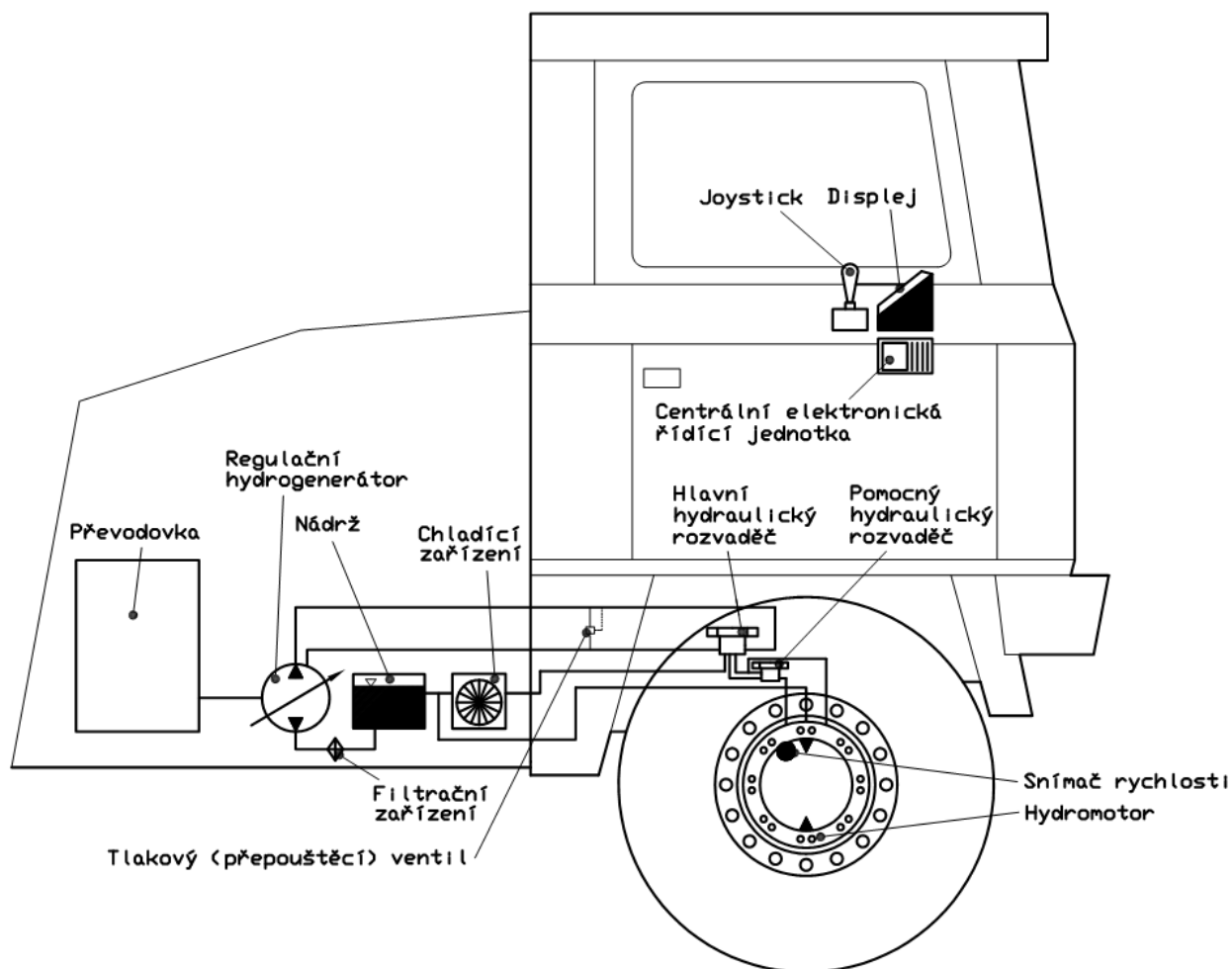
zařízení závisí především na čistotě pracovního média – hydraulického oleje. Tuto důležitou vlastnost bude v hydraulickém obvodu zajišťovat filtrační zařízení.



Obr.2.16 – Hydraulický filtr HYDAC 0140D010BN3HC od firmy HYDAC [15]

2.13 Souhrn použitých zařízení hydrostatické jednotky

Na níže vyobrazeném schématu jsou zobrazena všechna použitá zařízení hydrostatické jednotky a jejich hrubé umístění na vozidle Tatra.



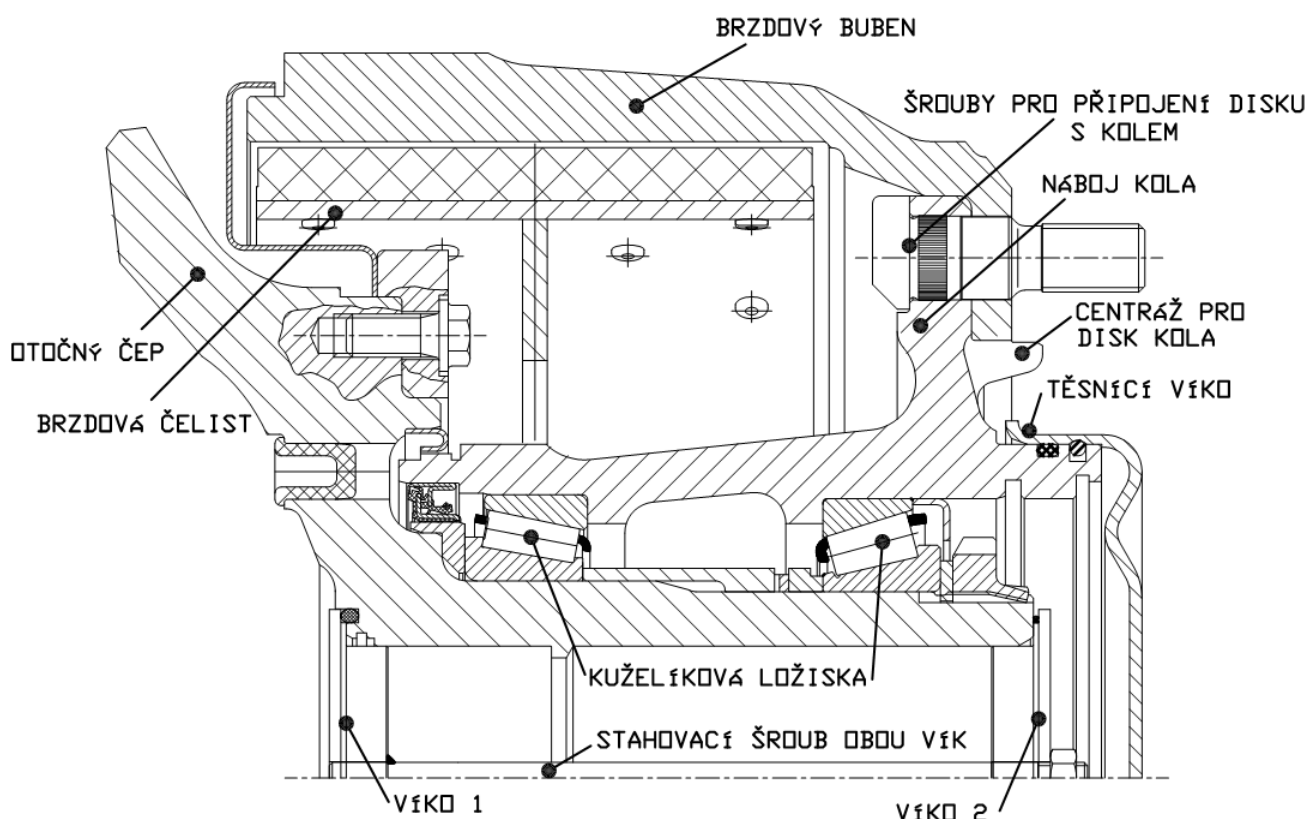
Obr.2.17 – Schéma vozidla s použitými zařízeními hydrostatické jednotky [18]

3. Konstrukční návrh hydrostatické jednotky

3.1. Varianty konstrukčního umístění hydromotoru

Stávající konstrukční provedení nehnané nápravy Tatra

Stávající konstrukční provedení nehnané nápravy sestává z otočného nerotujícího čepu, dvojice kuželíkových ložisek, na kterých rotuje náboj kola spolu s těsnícím víkem, centráží pro disk kola, šrouby sloužícími pro připojení disku s kolem a brzdovým bubnem. Pod brzdovým bubnem se nacházejí brzdové čelisti s brzdovým obložením a dalším brzdovým příslušenstvím. Pro zamezení nežádoucího vnikání nečistot do vnitřního prostoru otočného čepu je na zadním čele otočného čepu umístěno víko 1 (viz. obr.3.1), které je staženo šroubem a maticí pomocí víka 2 na protějším čele otočného čepu.

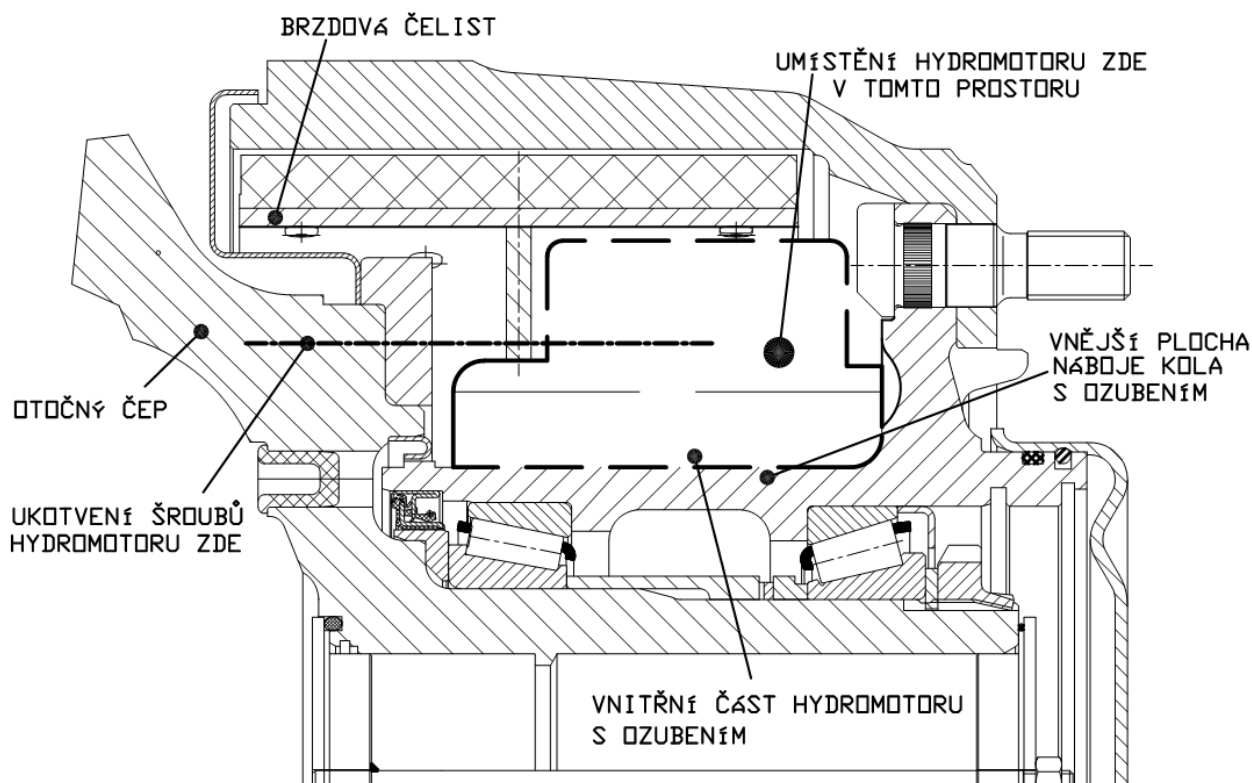


Obr.3.1 – Stávající konstrukční provedení náboje kola nehnané přední nápravy Tatra [9]

Varianta A – umístění hydromotoru mezi brzdovou čelistí a vnější plochou náboje kola

Pro tuto variantu bude nutno použít radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou drahou s průchozí vnitřní částí, která bude rotační – hnací částí hydromotoru. Dle této varianty bude hydromotor umístěn na vnější ploše náboje kola – v místě mezi brzdovým bubnem, brzdovými čelistmi, pružinami a ostatním brzdovým příslušenstvím a vnější plochou náboje kola. Krouticí moment bude přenesen z vnitřní – rotační části hydromotoru na náboj kola pomocí drážkování. Z tohoto důvodu bude muset být vyrobeno na vnější ploše náboje kola drážkování pro spojení vnitřní části hydromotoru. Vnější – pevná část hydromotoru bude ukotvena pomocí šroubů k otočnému čepu, který bude taktéž nerotační součástí, toto ukotvení bude respektive zajišťovat samotný přenos krouticího momentu hydromotoru na náboj kola.

Oproti výše uvedenému stávajícímu konstrukčnímu provedení zde budou muset být provedeny jisté konstrukční změny. A to změna konstrukční úpravy náboje kola, zvláště pak zhotovení drážkování na jeho vnější ploše. Tato vnější plocha náboje bude muset být válcová oproti původní kuželové, aby bylo možno na ni namontovat příslušný hydromotor.



Obr.3.2 - Schéma umístění hydromotoru mezi vnější plochou náboje kola a brzdovou čelistí (varianta A) [18]

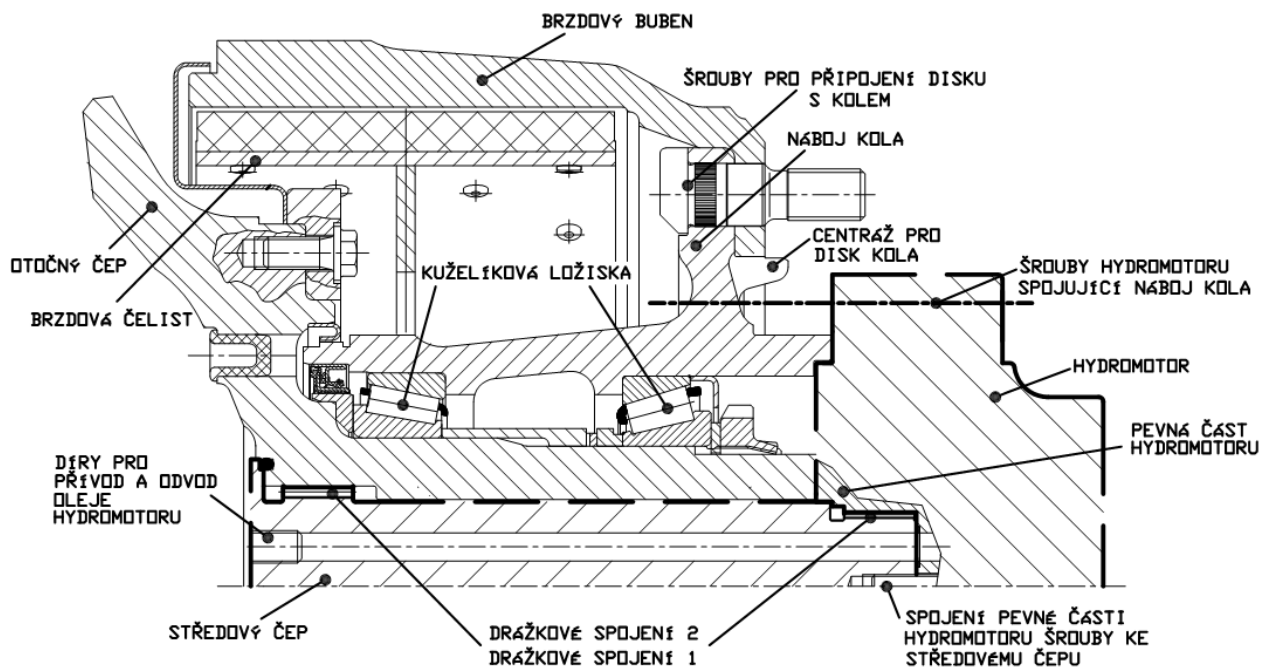
Varianta B – umístění hydromotoru na náboji kola a na středovém čepu

Pro tuto variantu bude použit radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou drahou, který bude mít částečně vybranou vnitřní část. Na ploše této částečně vybrané vnitřní části bude vhodné drážkování pro spojení se součástí, která bude sloužit k zabránění pootočení vnitřní, tedy již pevné části hydromotoru. Touto součástí zde bude středový čep s dvěma drážkováními. Prvním drážkováním bude spojení pevné části hydromotoru se středovým čepem. Druhým drážkováním bude spojení středového čepu s otočným čepem, který je nerotační. Pomocí těchto dvou drážkování tedy bude zabráněno pootočení vnitřní části hydromotoru. Součástí vnější – rotační části hydromotoru bude 8 párů pevnostních šroubů rozmístěných v pravidelných vzdálenostech po obvodu hydromotoru. Tyto šrouby budou sloužit pro spojení rotační části hydromotoru s nábojem kola. Prostřednictvím náboje kola bude pak přenesen krouticí moment na celé kolo nápravy.

U této varianty bude muset být provedena řada konstrukčních změn vzhledem k výše zobrazenému stávajícímu konstrukčnímu provedení. Přibude zde součást, jako je středový čep, který bude vyroben jako celistvý kus. Na jeho vnějších plochách budou zhotovena dvě drážkovaná spojení a budou v něm vyvrtány 4 díry se závity pro šrouby k připojení pevné části hydromotoru a dvě díry pro přívod a odvod hydraulického oleje hydromotoru. Tento středový čep bude prakticky náhradou za víko 1 se stahovacím šroubem v původním konstrukčním provedení. Středový čep bude usazen na drážkované spojení otočného čepu, poté pak na něj bude nasazen hydromotor s pevnou částí a středový čep bude následně k této pevné části přišroubován pomocí již zmíněných čtyřech šroubů (viz. obr.3.3).

Instalovaný hydromotor zde bude plnit funkci hnacího elementu, současně však také bude zastupovat funkci těsnícího víka v původním konstrukčním provedení, kdy bude zabraňovat nežádoucímu vniknutí nečistot z okolí do vnitřního prostoru náboje kola.

Konstrukční změny se u této varianty dotknou náboje kola a otočného čepu. Náboj kola bude proveden jako celistvý s centráží pro disk kola. Budou v něm vyvrtány díry a zhotoveny závity pro připojení šroubů rotační části hydromotoru. Čelní plochu otočného čepu bude nutno prodloužit, z důvodu ustavení hydromotoru. Na vnitřní ploše otočného čepu bude muset být zhotoveno potřebné drážkování pro spojení se středovým čepem.



Obr.3.3 – Schéma umístění hydromotoru na náboji kola a na středovém čepu (varianta B) [18]

3.2. Porovnání a volba vhodné varianty umístění hydromotoru

Výhody a nevýhody obou variant

Varianta A

Výhody:

- jednoduché konstrukční řešení
- menší množství nutných konstrukčních změn vůči stávajícímu provedení
- možnost umístění hydromotoru uvnitř nehnané nápravy – motor je chráněn proti vnějším vlivům prostředí

Nevýhody:

- velkou nevýhodou u této varianty je velmi omezený zástavbový prostor v místě mezi vnější plochou náboje kola a brzdovým příslušenstvím vhodný pro umístění hydromotoru
- z předchozí nevýhody vyplývající následná velmi obtížná volba hydromotoru vzhledem k malému zástavbovému prostoru uvnitř nehnané nápravy
- nutná úprava vnější plochy náboje kola => snížení tuhosti náboje
- složité konstrukční řešení přívodu a odvodu hydraulického oleje hydromotoru k vnější části
- složité konstrukční řešení ukotvení šroubů vnější části hydromotoru k otočnému čepu v místech brzdového příslušenství

Varianta B

Výhody:

- zástavbový prostor pro umístění hydromotoru je téměř neomezen jsou zde tedy rozšířeny možnosti vhodné volby velikosti hydromotoru
- jednoduché konstrukční řešení přívodu a odvodu hydraulického oleje hydromotoru
- jednoduché konstrukční řešení pro šroubové spojení vnější části hydromotoru s nábojem kola
- hydromotor zastupuje funkci těsnícího víka použitého u stávajícího provedení

Nevýhody:

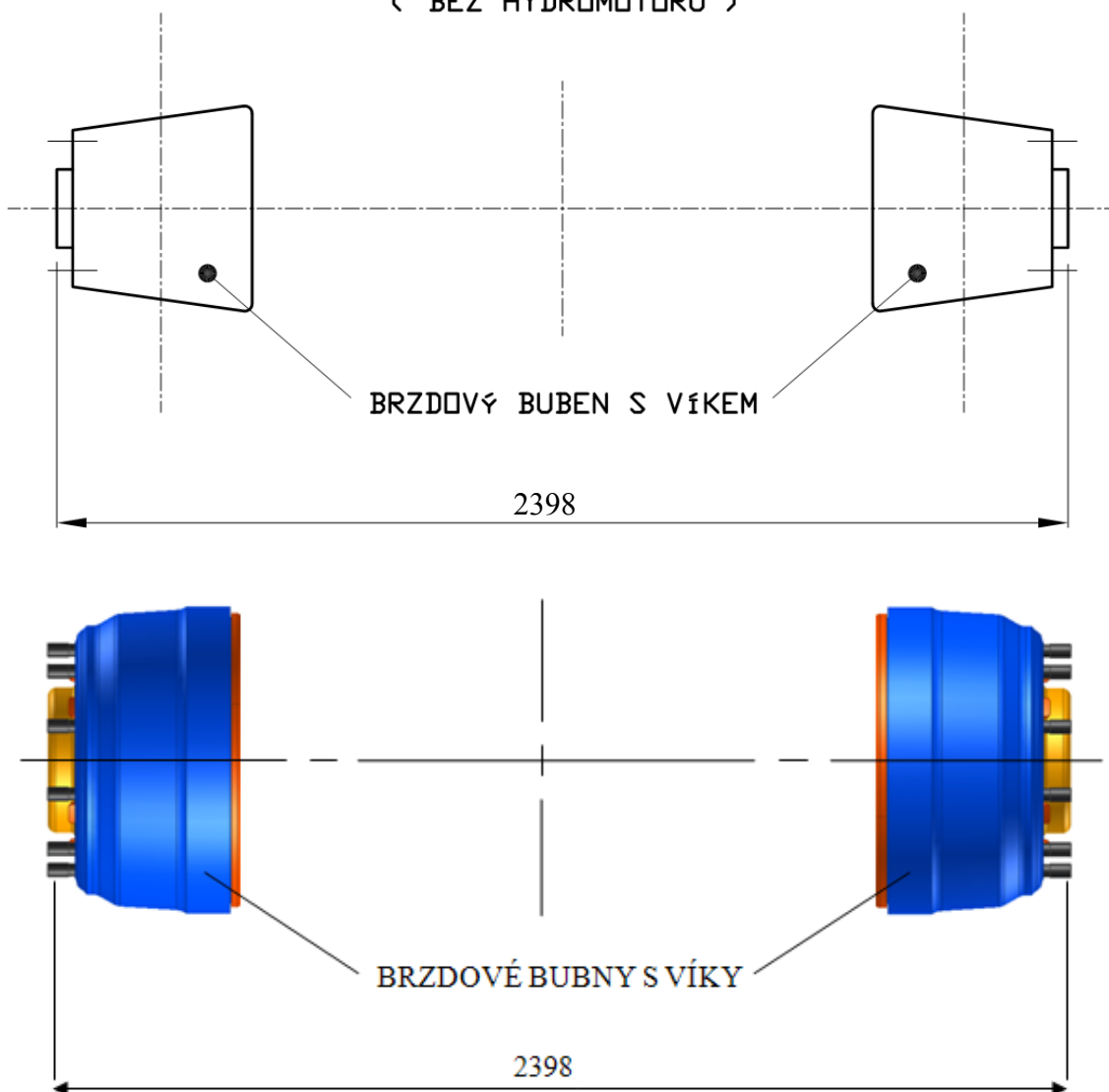
- vůči variantě A relativně složitější celkové konstrukční provedení
- větší množství nutných konstrukčních změn vzhledem ke stávajícímu provedení

I přes lehce složitější konstrukční provedení a větší množství konstrukčních úprav se mi jeví jako vhodnější použít konstrukční umístění hydromotoru dle varianty B, tedy umístit hydromotor na středový čep a náboj kola.

3.3. Požadavek nepřekročení šířky řízené nápravy

Dle požadavku zadavatele, musí být splněna podmínka nepřekročení šířky řízené nápravy. Tato šířka by neměla přesáhnout hodnotu 2500 mm [9]. Při stávajícím konstrukčním provedení řízené nápravy dosahuje šířka řízené nápravy hodnoty 2398 mm (viz. obr.3.4).

SCHÉMA STÁVAJÍCÍHO KONSTRUKČNÍHO PROVEDENÍ ŘÍZENÉ NÁPRAVY
(BEZ HYDROMOTORU)

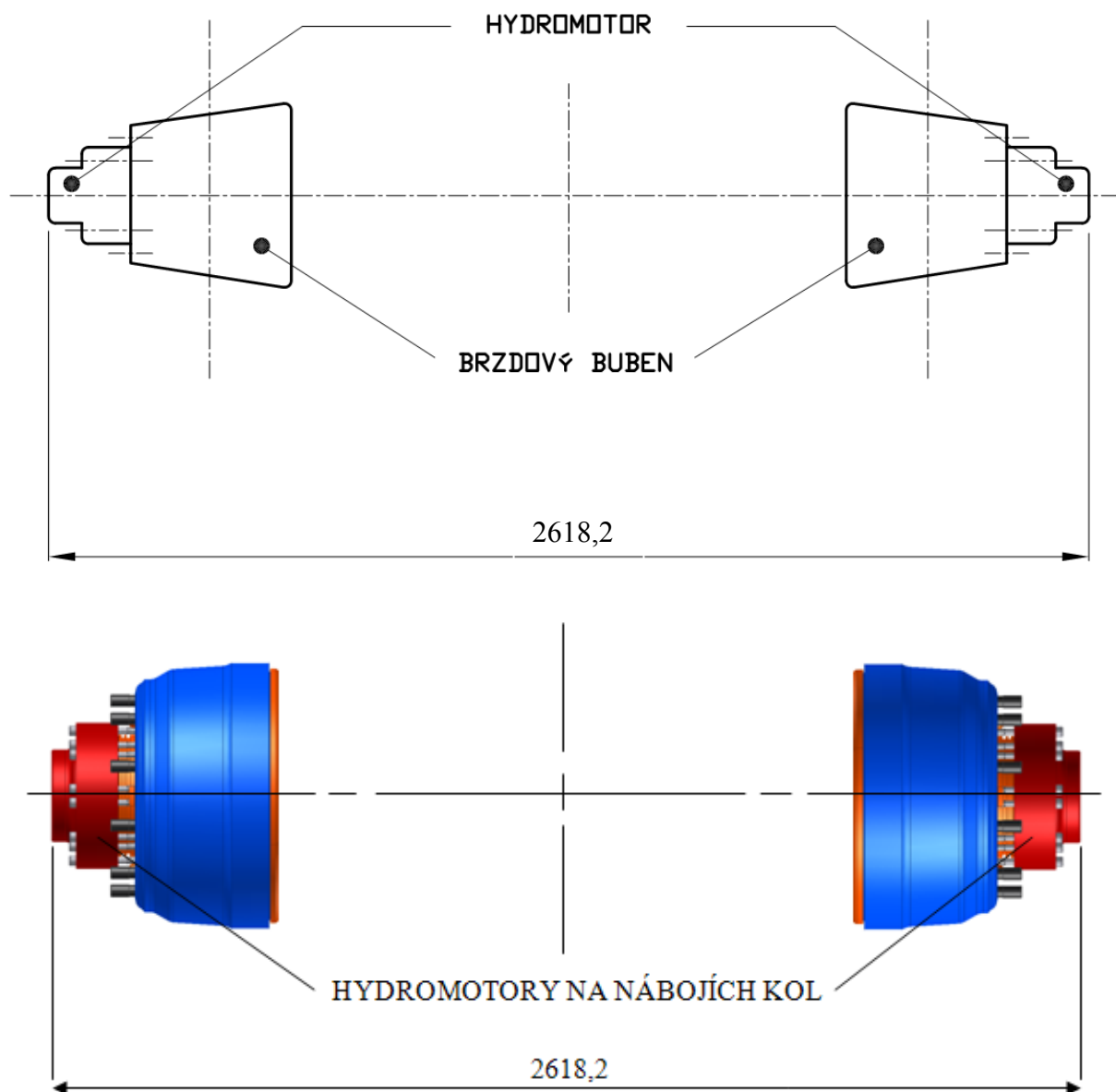


Obr.3.4 – Schéma řízené nápravy – bez hydromotoru (stávající konstrukční provedení) [19]

V předchozím bodě jsem zvolil jako vhodnější konstrukční umístění hydromotoru dle varianty B. Umístění hydromotoru dle této varianty, tj. při zachování konstrukčního provedení délky náboje kola dle stávajícího provedení s připojením předpokládaného typu hydromotoru na náboj kola a středový čep, by šířka řízené nápravy dosahovala hodnoty 2618,2 mm (viz.

obr.3.5), a v tomto případě by nebyla splněna podmínka zadavatele, kdy šířka řízené nápravy nesmí překročit hodnotu 2500 mm.

SCHÉMA ŘÍZENÉ NÁPRAVY – VARIANTA B

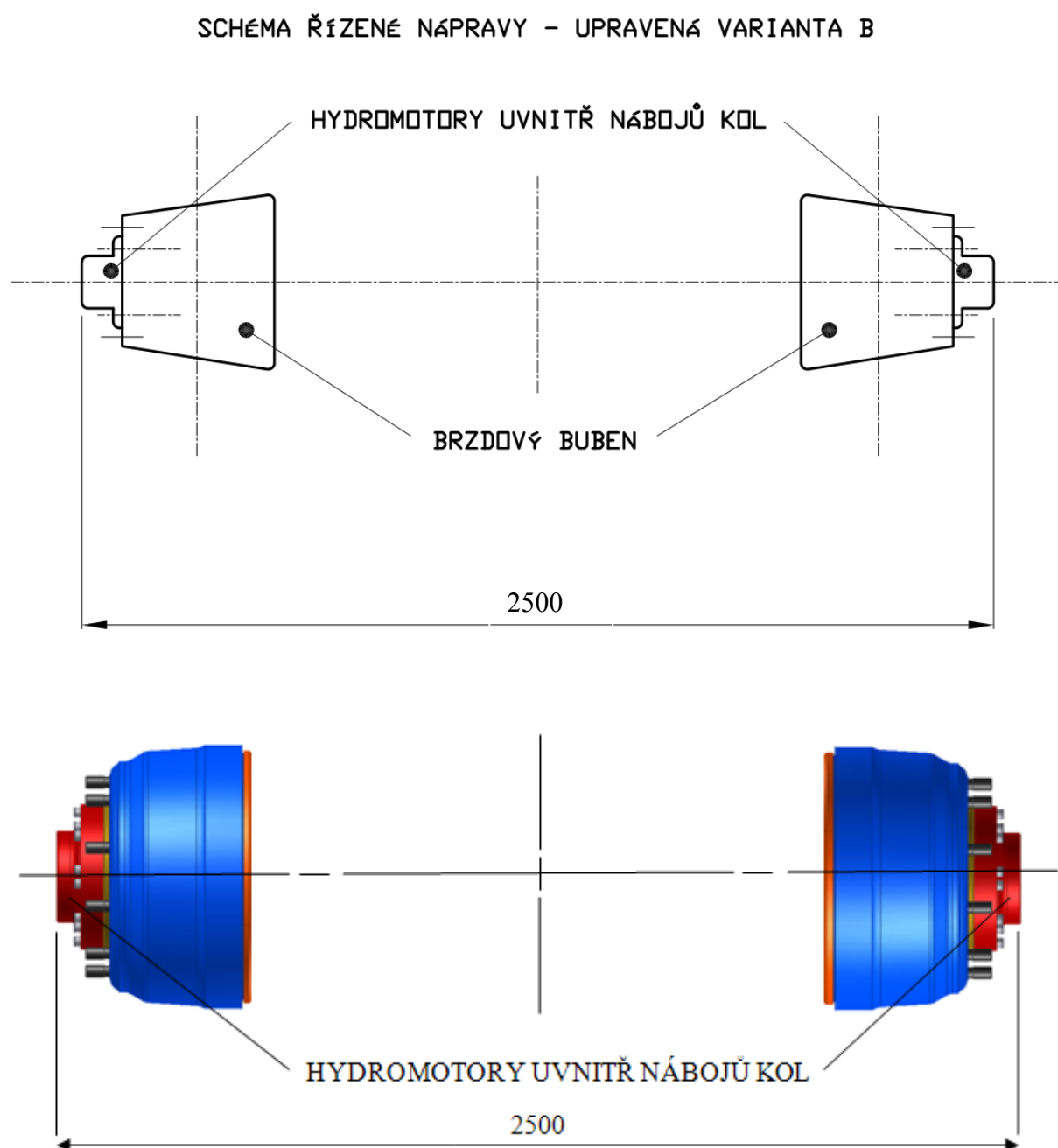


Obr.3.5 – Schéma řízené nápravy – varianta B (s hydromotory na nábojích kol) [19]

Bude proto nutno konstrukčně upravit variantu B. Zejména náboj kola, společně s otočným a středovým čepem, které budou muset být konstrukčně upraveny takovým způsobem, aby řízená náprava s vyčnívajícím hydromotorem nepřesáhla hodnotu 2500 mm.

Vzhledem k umístění hydromotoru dle varianty B, která předpokládala umístění hydromotoru na náboj kola, bude nutno umístit hydromotor dovnitř náboje kola. Tím dojde ke

zmenšení šířky řízené nápravy (viz. obr.3.6). Náboj kola, především jeho vnitřní část, bude muset být konstrukčně upravena vůči stávajícímu provedení.



Obr.3.6 – Schéma řízené nápravy – upravená varianta B [19]

Změna rozměrů – respektive zkrácení délky, se promítne také do otočného a středového čepu, na jejichž čelních plochách společně s vnitřní čelní plochou náboje kola bude předpokládán typ hydromotoru ustaven takovým způsobem, aby byl splněn požadavek zadavatele na nepřekročení šířky řízené nápravy nad již zmíněnou hodnotu.

BRZDOVÁ ČELIST

2500 mm

ŠROUBY PRO PŘÍPOJENÍ DISKU S KOLEM

UPRAVENÝ NÁBOJ KOLA S CENTRAŽÍ

ROTAČNÍ ČÁST HYDROMOTORU

ŠROUBY HYDROMOTORU SPOJUJÍCÍ NÁBOJ

HYDROMOTOR

PEVNÁ ČÁST HYDROMOTORU

UPRAVENÝ OTOČNÝ ČEP

DÍRY PRO PŘÍVOD A ODVOD OLEJE HYDROMOTORU

UPRAVENÝ STŘEDOVÝ ČEP

DRAŽKOVÉ SPOJENÍ 2

DRAŽKOVÉ SPOJENÍ 1

SPOJENÍ PEVNÉ ČÁSTI HYDROMOTORU ŠROUBY KE STŘEDOVÉMU ČEPU

Díky konstrukčnímu provedení nehnané řízené nápravy dle upravené varianty B, bude splněn požadavek zadavatele na nepřekročení šířky vozidla nad hodnotu 2500 mm.

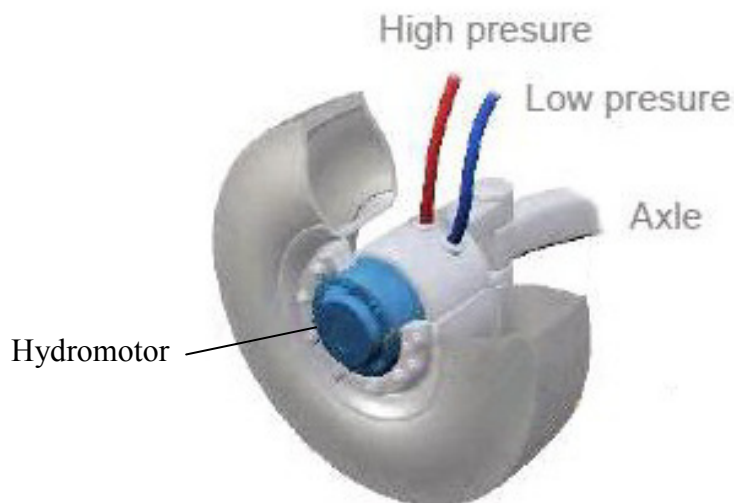
3.4. Návrh možných provedení hydrostatického pohonu řízené nápravy

Hydrostatický pohon vozidla Tatra bude sestávat z použitých zařízení uvedených v kapitole 2 – hydromotoru, hydrogenerátoru, centrální řídicí jednotky, snímače rychlosti hydromotoru, hydraulického rozvaděče a dalších (viz.kapitola 2).

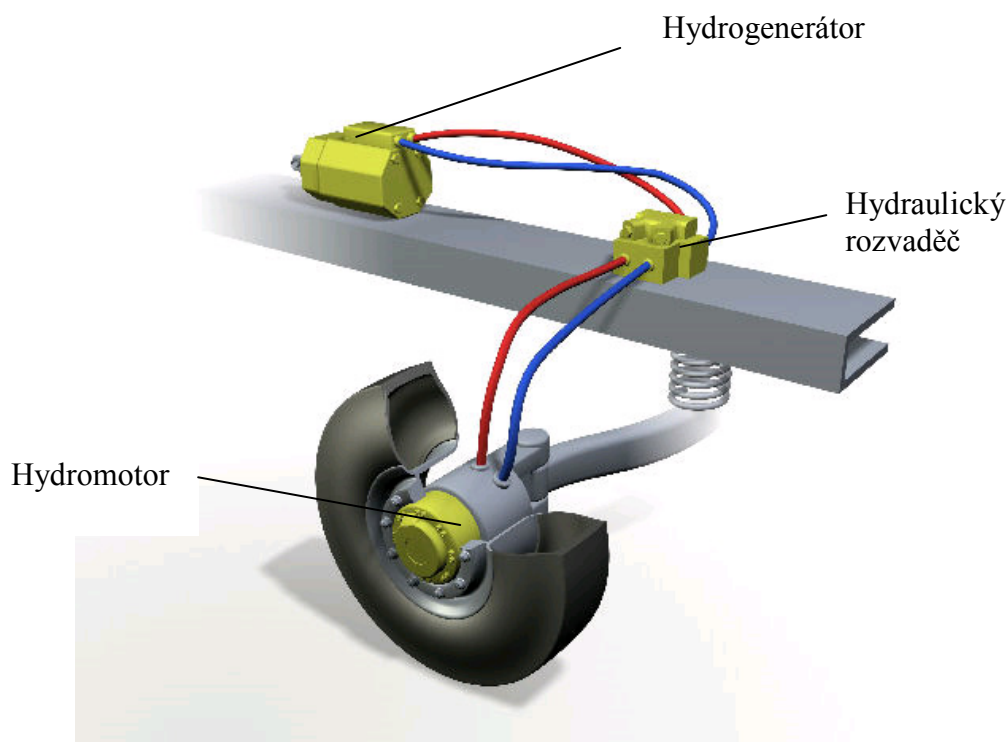
Dva níže uvedené obrázky nám zobrazují provedení hydrostatického pohonu řízené nápravy s přívodem i odvodem tlakového hydraulického oleje do hydromotoru a z něj, zpět do hydrogenerátoru.

- 35 -

Oba obrázky již znázorňují konstrukční umístění hydromotoru dle upravené varianty B zvolené v předchozím bodě, tj. s hydromotory umístěnými uvnitř nábojů kol a současně se splněním požadavku zadavatele na nepřekročení šířky řízené nápravy nad hodnotu 2500 mm.



Obr.3.8 – Provedení hydrostatického pohonu řízené nápravy s přívodem a odvodem tlakového hydraulického oleje [12]

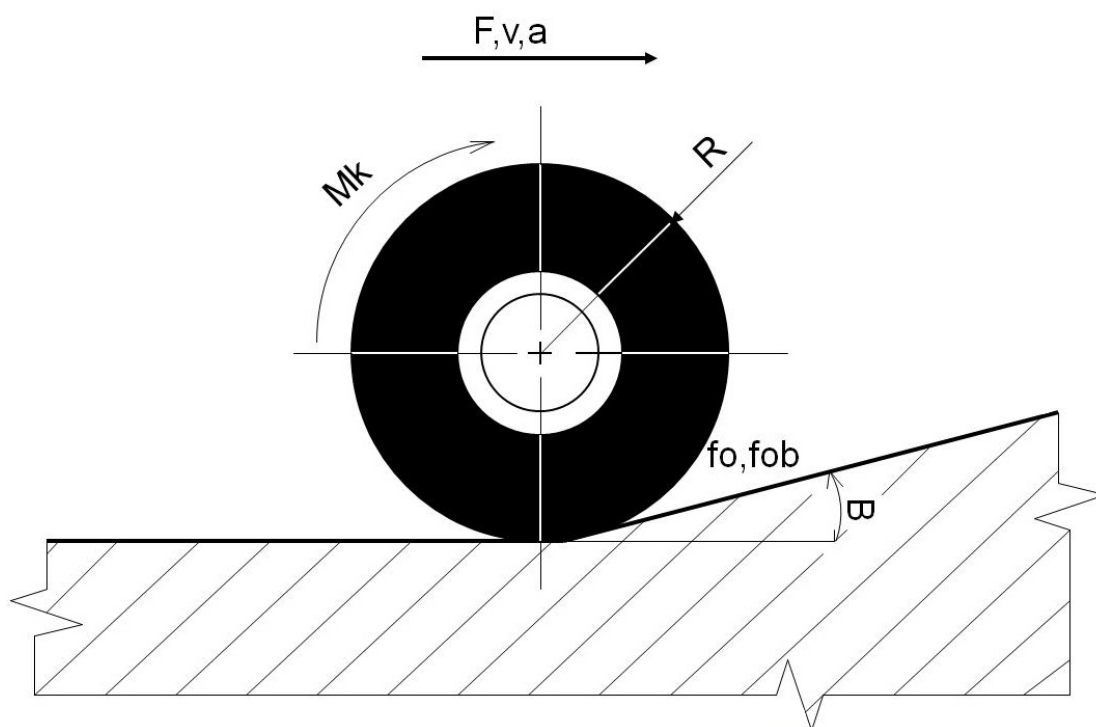


Obr.3.9 – Celkové provedení hydrostatické jednotky řízené nápravy s přívodem a odvodem tlakového hydraulického oleje od a k hydromotoru [12]

4. Výběr vhodných výpočtových metod pro návrh hydrostatického pohonu

4.1. Návrh a vhodná volba hydromotoru

4.1.1. Výpočet tažné síly kola vozidla



Obr.4.1 – Schéma působení tažné síly a kroutícího momentu na kolo [20]

Výpočet tažné síly kola [1]:

$$F = F_o + F_a + F_b = 6743,82 + 3335 + 2452,5 = 12531,32N \quad (4.1)$$

F	Tažná síla kola	[N]
F _o	Síla potřebná pro překonání odporu při přímé jízdě vozidla	[N]
F _a	Síla potřebná pro zrychlení	[N]
F _b	Síla potřebná pro překonání odporu při jízdě vozidla v oblouku	[N]

Výpočet síly potřebné pro překonání odporu při přímé jízdě vozidla [1]:

$$F_o = m \cdot g \cdot (f_o + \operatorname{tg} \beta) = 5000 \cdot 9,81 \cdot (0,05 + \operatorname{tg} 5^\circ) = 6743,82N \quad (4.2)$$

m	Zatížení nápravy na jedno kolo	[kg] [9]
g	Tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
β	Úhel stoupání vozovky	[N]
	Volím úhel stoupání vozovky β = 5°	
fo	Součinitel valivého odporu při přímé jízdě vozidla	[-]
	Volím součinitel valivého odporu při přímé jízdě vozidla fo = 0,05	

Výpočet síly potřebné pro překonání zrychlení [1]:

$$Fa = m \cdot a = 5000 \cdot 0,667 = 3335N \quad (4.3)$$

Určení zrychlení :

$$a = \frac{v}{t} = \frac{24/3,6}{10} = 0,667m \cdot s^{-2}$$

a	Zrychlení vozidla	[m.s ⁻²]
v	Max. dosažitelná rychlost vozidla s hydrostatickým pohonem	[m.s ⁻¹]
t	Čas potřebný pro dosažení požadované rychlosti	[s]

Výpočet síly potřebné pro překonání odporu při jízdě vozidla v oblouku [1]:

$$Fo = m \cdot g \cdot fob = 5000 \cdot 9,81 \cdot 0,05 = 2452,5N \quad (4.4)$$

fob	Součinitel valivého odporu při jízdě vozidla v oblouku	[-]
	Volím součinitel valivého odporu při jízdě vozidla v oblouku fob = 0,05	

Kontrola zamezení prokluzu kola při rozjezdu vozidla [1]:

$$m \cdot g \cdot ft \cdot \cos \beta \geq F \quad (4.5)$$

$$5000 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot \cos 5^\circ \geq 12531,32$$

$$24431,67 \geq 12531,32 \Rightarrow \underline{\text{Vyhovuje}}$$

ft	Součinitel tření mezi vozovkou a kolem vozidla	[-]
	Volím součinitel tření mezi vozovkou a kolem vozidla ft = 0,5	

4.1.2. Výpočet kroutícího momentu na kole :

$$Mk_K = F \cdot R_{DYN} = 12531,32 \cdot 0,517 = 6478,69 N \cdot m \quad (4.6)$$

Mk_K Kroutící moment na kole vozidla [N.m]

R_{DYN} Dynamický poloměr pneumatiky [m] [9]

4.1.3. Výpočet potřebného geometrického objemu hydromotoru :

Pro výpočet použijeme vztahu (4.7) rovnosti hydraulického a mechanického výkonu [2]:

$$P_H = P_M$$

$$Q \cdot \Delta p = Mk \cdot \omega \quad (4.7)$$

$$Vg \cdot n_M \cdot \Delta p \cdot \eta_{MT-HM} = Mk \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M$$

P_H Hydraulický výkon [kW]

P_M Mechanický výkon [kW]

Q Objemový průtok [$m^3 \cdot s^{-1}$]

Δp Maximální tlak na tlakovém ventilu [MPa]

Mk Kroutící moment [N.m]

ω Úhlová rychlost [$rad \cdot s^{-1}$]

Vg Potřebný geometrický objem hydromotoru [cm^3]

n_M Otáčky motoru [min^{-1}]

π Ludolfovo číslo [-]

η_{MT-HM} Účinnost mechanicko – tlaková hydromotoru, Volím $\eta_{MT-HM} = 0,98$ [-]

Po vynásobení hodnotou $\frac{1}{n_M}$ oběma stranami rovnice dostáváme vztah:

$$Vg = \frac{Mk_K \cdot 2 \cdot \pi}{\Delta p \cdot \eta_{MT-HM}} = \frac{6478,69 \cdot 2 \cdot \pi}{40 \cdot 0,98} = 1038,44 cm^3 \quad (4.8)$$

Volím radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou drahou pístů MFE 08 od firmy Hydraulic Poclains.



Obr.4.2 – Radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou drahou pístů s výrobním označením MFE 08 od firmy Hydraulic Poclain [12]

Parametry hydromotoru MFE 08:

Geometrický objem :	$V_{g_{HM}} = 1043 \text{ cm}^3$
Maximální kroutící moment :	$M_{k_{max.HM}} = 7280 \text{ N.m}$
Maximální otáčky :	$n_{max.HM} = 125 \text{ min.}^{-1}$
Maximální výkon :	$P_{max.HM} = 41 \text{ kW}$
Maximální pracovní tlak :	$p_{max.HM} = 40 \text{ MPa}$
Hmotnost :	$m_{HM} = 29 \text{ kg}$

Zvolené nízké hodnoty parametrů při výpočtu tažné síly kola (úhel stoupání vozovky β , oba součinitele valivého odporu f_o a f_{ob} , čas potřebný pro dosažení požadované rychlosti t) byly zvoleny s ohledem na volbu předpokládaného typu radiálního pístového hydromotoru s křivkovou oběžnou drahou pístů MFE 08 (zejména z důvodu jeho malých zástavbových rozměrů spolu se současným poskytnutím vysokého kroutícího momentu) a především s ohledem na fakt, že hydrostatický pohon přední nápravy bude na vozidle Tatra sloužit, jak již bylo zmíněno v úvodu, především jako přídatná (pomocná) trakce v situaci, kdy pohon zadních náprav již nebude dostačující. Zvolený hydromotor tedy bude schopen spolehlivě přenést vypočtený kroutící moment na kole vozidla $M_{k_K} = 6478,69 \text{ N.m}$ a vypočtený geometrický objem $V_g = 1038,44 \text{ cm}^3$.

Pozn.: V případě, že by vypočtený moment na kole vozidla byl vyšší a zvolený hydromotor by svým výstupním kroutícím momentem na tento moment nedostačoval, bylo by nutné připojit k hydromotoru přídatný planetový převod [7]. V našem případě konstrukčního umístění hydromotoru dle upravené varianty B a za současného splnění požadavku zadavatele, by bylo připojení přídatného planetového převodu velice obtížné.

4.1.4. Výpočet potřebného geometrického objemu hydrogenerátoru:

K volbě vhodného čerpadla použijeme vztahu (4.9) [2]:

$$V_{g_{HG}} \cdot n_{HG} = V_{g_{HM}} \cdot n_{HM} \Rightarrow V_{g_{HG}} \quad (4.9)$$

$$V_{g_{HG}} = \frac{V_{g_{HM}} \cdot n_{max.HM}}{n_{HG}} = \frac{1043 \cdot 125}{1800} = 72,43 \text{ cm}^3 \quad (4.10)$$

V_{gHG}	Geometrický objem hydrogenerátoru	$[cm^3]$
V_{gHM}	Geometrický objem hydromotoru	$[cm^3]$
$n_{max.HM}$	Maximální otáčky hydromotoru	$[min.^{-1}]$
n_{HG}	Otáčky hydrogenerátoru	$[min.^{-1}]$

Volím axiální pístový regulační hydrogenerátor PN 90 model 75 od firmy Hydraulic Poclains.



Obr.4.3 – Axiální pístový regulační hydrogenerátor PN 90 model 75 od firmy Hydraulic Poclains [13]

Parametry hydrogenerátoru PN 90 model 75 :

Geometrický objem :	$V_{gHG} = 75 \text{ cm}^3$
Maximální otáčky :	$n_{max.HG} = 3950 \text{ min.}^{-1}$
Maximální pracovní tlak :	$p_{max.HG} = 48 \text{ MPa}$
Hmotnost :	$m_{HG} = 49 \text{ kg}$

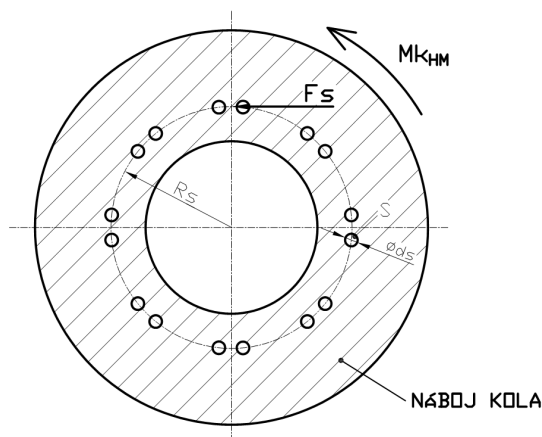
4.2. Pevnostní kontrola šroubů na střih v nebezpečném průřezu

Šrouby spojující hydromotor s nábojem kola budou za rotačního pohybu podrobeny střižnému namáhání. Pro zajištění bezpečného přenosu kroutícího momentu z hydromotoru na náboj kola, je nutno provést pevnostní kontrolu šroubů na střih dle vztahu (4.11):

$$\tau_s = \frac{F_s}{S} \leq \tau_{DS} \quad [MPa] \quad [6] \quad (4.11)$$

τ_s	Namáhání ve střihu	$[MPa]$
S	Střižná plocha	$[m^2]$
F_s	Střižná síla	$[N]$
τ_{DS}	Dovolené namáhání ve střihu	$[MPa]$

Dovolené namáhání ve střihu pro pevnostní šrouby hydromotoru $\tau_{DS} = 60 \text{ Mpa}$ – mat. 13 240 [5].



Obr.4.4 – Schéma náboje kola se střížným namáháním šroubů hydromotoru [18]

Výpočet střížné síly působící na šrouby:

Šrouby hydromotoru budou podrobeny nejvyššímu namáhání při rozběhu hydromotoru (záběrový moment). Bude tedy nutno z hlediska bezpečnosti navýšit maximální kroutící moment hydromotoru součinitelem přetížení. Volím součinitel přetížení $\alpha = 1,2$.

$$Mk_{\max, HM} \cdot \alpha = F_s \cdot R_s \Rightarrow F_s = \frac{Mk_{\max, HM} \cdot \alpha}{R_s} = \frac{7280 \cdot 1,2}{0,115} = 75965,22 \text{ N} \quad (4.12)$$

$Mk_{\max, HM}$ Maximální kroutící moment hydromotoru [N.m]

R_s Rameno uložení šroubu [m]

α Součinitel přetížení [-]

$$\tau_s = \frac{F_s}{S} = \frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot i_s} = \frac{75965,22}{\frac{\pi \cdot 0,012^2}{4} \cdot 16} = 41980000,92 \text{ Pa} = \underline{41,98 \text{ MPa}} \quad (4.13)$$

$$\tau_s \leq \tau_{DS}$$

$$41,98 \leq 50 \Rightarrow \underline{\underline{\text{Vyhovuje}}}$$

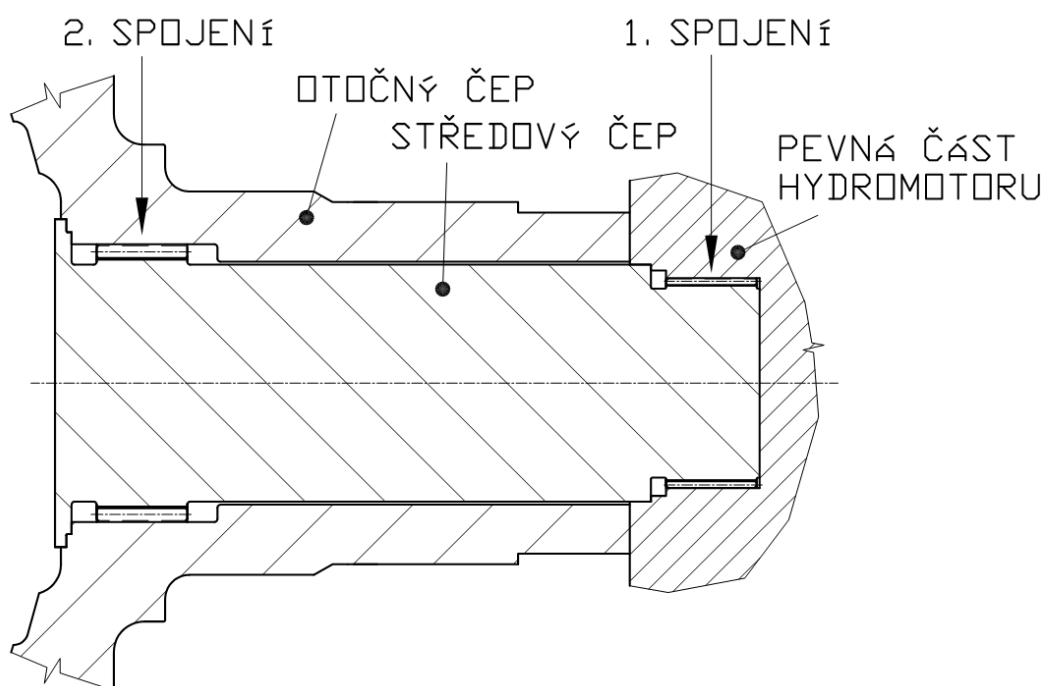
d_s Průměr pevnostního šroubu hydromotoru [m]

Pevnostní šrouby jsou již součástí zvoleného hydromotoru - $d_s = 12 \text{ mm}$.

i_s Počet šroubů hydromotoru [-]

4.3. Pevnostní kontrola namáhání na otláčení boků zubů na středovém čepu a drážek v nábojích otočného čepu a pevné části hydromotoru

Obě evolventní drážková spojení zde budou sloužit jako prvky k zabránění pohybu pevné části hydromotoru, respektive k tomu, aby se mohl uskutečnit přenos kroutícího momentu z rotační části hydromotoru na náboj kola, následně pak na brzdový buben, ráfek kola a samotnou pneumatiku vozidla.



Obr.4.5 – Schéma jednotlivých spojení pomocí drážkování [18]

Z pevnostní kontroly namáhání na otláčení boků zubů na hřídeli a drážek v náboji počítáme délku spoje (4.14) [4]:

$$p \leq p_D \quad [\text{MPa}] \quad (4.14)$$

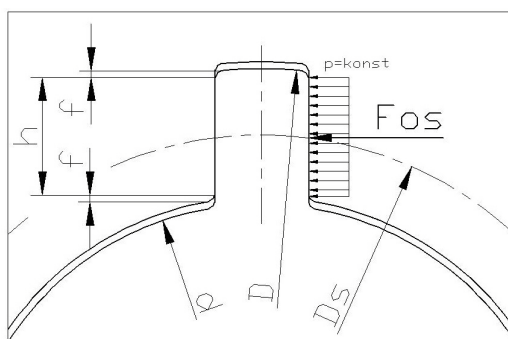
$$\frac{Fos}{f' \cdot l} \leq p_D \Rightarrow l \geq \frac{Fos}{f' \cdot p_D}$$

p	Měrný tlak	[MPa]
p _D	Dovolený měrný tlak	[MPa]
Fos	Obvodová síla na středním průměru drážkování D _s	[N]
f'	Účinná plocha boků drážek na 1 mm délky	[mm ² /mm]
l	Délka drážkového spojení	[mm]

Stejně jako u předchozí pevnostní kontroly i zde bude nutno navýšit maximální krouticí moment hydromotoru součinitelem přetížení. Výpočet obvodové síly F_{os} na středním průměru drážkování D_s pak bude [4]:

$$F_{os} \geq \frac{2 \cdot Mk}{D_s} = \frac{4 \cdot Mk}{D + d} \quad [N] \quad (4.15)$$

D_s	Střední průměr zubu spoje	[mm]
Mk	Krouticí moment	[N.m]



Obr.4.6 – Schéma zachycující silové elementy a rozměry drážky u drážkového spoje [4]

Pro 1. spojení pomocí drážkování – v místě spojení středového čepu s drážkováním pevné části hydromotoru:

$$F_{os_1} \geq \frac{2 \cdot Mk}{D_s} = \frac{4 \cdot Mk}{D + d} = \frac{4 \cdot Mk_{\max \cdot HM} \cdot \alpha}{D_1 + d_1} = \frac{4 \cdot 7280 \cdot 1,2}{0,070 + 0,0646} = 259613,67 N$$

Pro 2. spojení pomocí drážkování – v místě spojení středového čepu s drážkováním otočného čepu:

$$F_{os_2} \geq \frac{2 \cdot Mk}{D_s} = \frac{4 \cdot Mk}{D + d} = \frac{4 \cdot Mk_{\max \cdot HM} \cdot \alpha}{D_2 + d_2} = \frac{4 \cdot 7280 \cdot 1,2}{0,092 + 0,082} = 200827,59 N$$

F_{os_1}	Obvodová síla na středním průměru drážkování D_s 1. spojení	[N]
F_{os_2}	Obvodová síla na středním průměru drážkování D_s 2. spojení	[N]
$Mk_{\max \cdot HM}$	Maximální krouticí moment hydromotoru	[N.m]
d_1	Patní průměr zubu středního čepu v místě 1. spojení	[m]
d_2	Patní průměr zubu středního čepu v místě 2. spojení	[m]
D_1	Hlavový průměr zubu středního čepu v místě 1. spojení	[m]
D_2	Hlavový průměr zubu středního čepu v místě 2. spojení	[m]

Výpočet účinných ploch boků drážek na 1 [mm] délky f' [mm^2/mm] dle vztahů (4.16) :

Pro 1. spojení:

$$f'_1 = \frac{3}{4} \cdot z_1 \cdot \left(\frac{D_1 - d_1}{2} - 2 \cdot f_1 \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 25 \cdot \left(\frac{70 - 64,6}{2} - 2 \cdot 0,1 \right) \cdot 1 = 46,875 \text{ mm}^2 / \text{mm} \quad (4.16)$$

Pro 2. spojení:

$$f'_2 = \frac{3}{4} \cdot z_2 \cdot \left(\frac{D_2 - d_2}{2} - 2 \cdot f_2 \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 29 \cdot \left(\frac{92 - 82}{2} - 2 \cdot 0,1 \right) \cdot 1 = 100,05 \text{ mm}^2 / \text{mm} \quad (4.16)$$

f'_1	Účinná plocha boků drážek na 1 mm délky pro 1. spojení	[mm^2/mm]
f'_2	Účinná plocha boků drážek na 1 mm délky pro 2. spojení	[mm^2/mm]
z	Počet zubů spoje	[-]
	Volím počet zubů 1. spojení: $z_1 = 25$, Volím počet zubů 2. spojení: $z_2 = 29$	
z_1	Počet zubů 1. spojení	[-]
z_2	Počet zubů 2. spojení	[-]
f	Zaoblení hran zubů a drážek	[mm]
	Volím zaoblení drážek u obou spojení: $f_1 = f_2 = 0,1 \text{ mm}$	
f_1	Zaoblení hran zubů a drážek u 1. spojení	[mm]
f_2	Zaoblení hran zubů a drážek u 2. spojení	[mm]

Výpočet potřebné délky spoje [4]:

$$l \geq \frac{Fos}{f' \cdot p_D} \quad [\text{mm}] \quad (4.17)$$

Pro 1. spojení:

$$l_1 \geq \frac{Fos_1}{f'_1 \cdot p_D} = \frac{259613,67}{46,875 \cdot 200} = 27,69 \text{ mm} \Rightarrow \underline{\text{Volím délku spoje } l_1 = 30 \text{ mm.}}$$

Pro 2. spojení:

$$l_2 \geq \frac{Fos_2}{f'_2 \cdot p_D} = \frac{200827,59}{100,05 \cdot 200} = 10,04 \text{ mm} \Rightarrow \underline{\text{Volím délku spoje } l_2 = 30 \text{ mm.}}$$

l_1	Délka 1. spojení	[mm]
l_2	Délka 2. spojení	[mm]

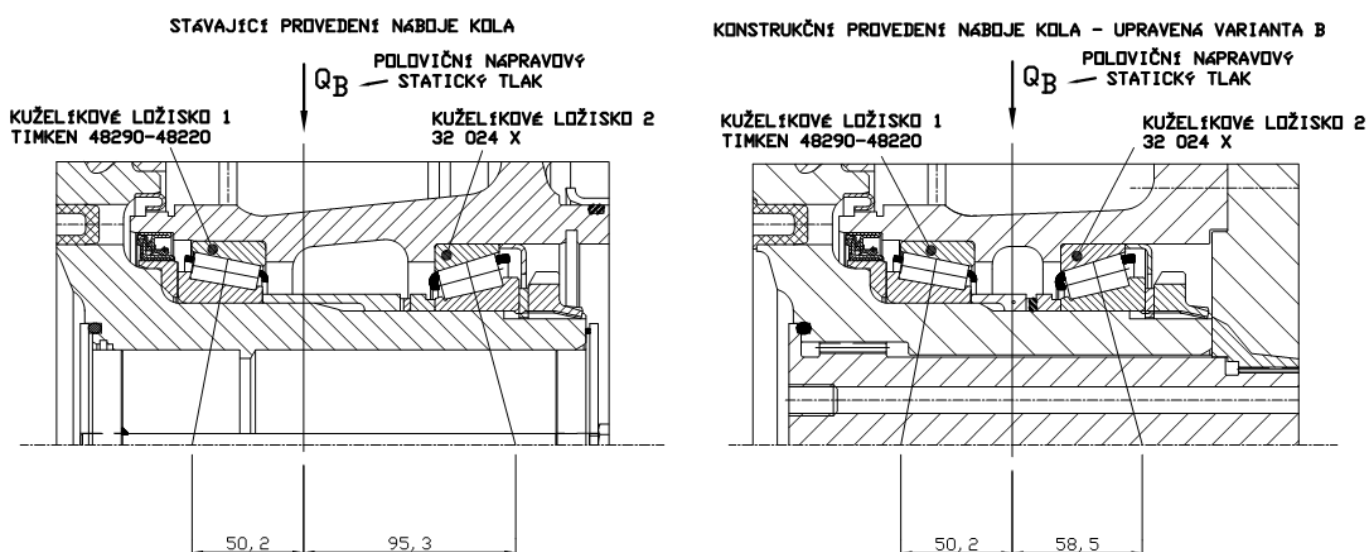
Bude se jednat o pevné uložení, boky zubů budou povrchově kalené a popouštěné. Volím $p_D = 200$ MPa.

Tab.1. Dovolený měrný tlak p_D [MPa] [4]

	Boky netvrzené	Boky tvrzené
Pevné uložení	50 až 120	100 až 200
Pohyblivé uložení bez zatížení	20 až 50	30 až 70
Pohyblivé uložení při zatížení	5 až 20	10 až 35

4.4. Kontrola životnosti ložisek

Splněním požadavku zadavatele na nepřekročení šířky řízené nápravy přes hodnotu 2500 mm a následnou konstrukční změnou náboje kola dle upravené varianty B vzhledem ke stávajícímu provedení náboje kola, dojde ke zmenšení vzdálenosti jednoho z kuželíkových ložisek, na kterém se náboj kola otáčí, od místa působení polovičního statického nápravového tlaku Q_B působícího na kolo přední nápravy. Vlivem zmenšení této vzdálenosti dojde ke změně namáhání obou ložisek. Je proto nutné provést kontrolu ložisek na životnost.



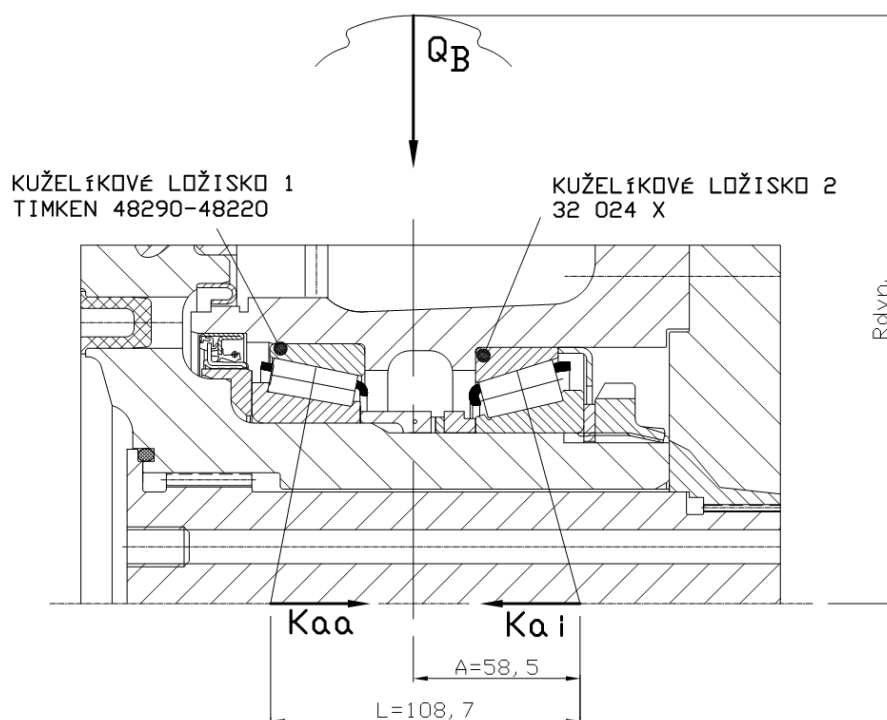
Obr.4.7 – Porovnání nábojů kol stávajícího provedení a provedení dle upravené varianty B [18]

4.4.1 Výpočet životnosti ložisek

Pro výpočet životnosti ložisek bude použit postup výpočtu dle podkladů dodaných zadavatelem [10].

Při výpočtu ložisek náprav je většina činitelů, které ovlivňují způsob výpočtu (váha vozidla, jízdní rychlost, stav vozovky atd.) velmi proměnlivá a tudíž i těžko postižitelná. Způsob výpočtu pro hnaná a hnací kola je zpravidla stejný a na vliv hnací síly není obvykle brán zřetel. Zanedbává se i vliv geometrie zavěšení kola, valivé i třecí síly [10].

Při výpočtu životnosti ložisek se dále vychází z předpokladu, že celková dráha ujetá vozidlem se skládá z 90% přímé jízdy (režim I.) a zbytek 10 % se dělí rovnoměrně na jízdu v zatáčkách vlevo (režim II.) a vpravo (režim III.) [10].



Obr.4.8 – Schéma zachycující síly působící na kuželíková ložiska v náboji kola [10, 18]

Zatížení na kolo (poloviční nápravový statický tlak) :

$$Q_B = \frac{m_{PN} \cdot g}{2} = \frac{10000 \cdot 9,81}{2} = 49050 N \quad [N] \quad (4.18)$$

Q_B Poloviční nápravový statický tlak [N]

m_{PN} Zatížení na přední nápravě vozidla [N] [9]

Radiální zatížení ložisek – pro přímou jízdu (režim I.) :

$$F_{R1-I.} = Q_B \cdot \left(\frac{A}{L} + \frac{R_{DYN.}}{L} \cdot fa \right) = 49050 \cdot \left(\frac{58,5}{108,7} + \frac{517}{108,7} \cdot 0,05 \right) = 38062,25 N \quad (4.19)$$

$$F_{R2-I} = Q_B \cdot \left(1 - \frac{A}{L} + \frac{R_{DYN.}}{L} \cdot fa \right) = 49050 \cdot \left(1 - \frac{58,5}{108,7} + \frac{517}{108,7} \cdot 0,05 \right) = 34316,95 N \quad (4.20)$$

F_{R1-I}	Radiální zatížení ložiska 1 – režim I.	[N]
F_{R2-I}	Radiální zatížení ložiska 2 – režim I.	[N]
A	Vzdálenost 1. ložiska od středu působení nápravového tlaku	[mm]
L	Vzdálenost mezi oběma ložisky	[mm]
fa	Součinitel vlivu směrové úchytky při valení kola (boční síla)	[mm]
- pro automobily fa = 0,05 [10].		

Při průjezdu vozidla zatáčkou vznikají odstředivé síly, jejichž výslednice prochází těžištěm vozidla a jejich vlivem je vnitřní zatáčející kolo vozidla odlehčováno a vnější zatáčející kolo naopak přitěžováno [10].

Zatížení vnějšího kola při průjezdu zatáčkou [10]:

$$Q_{RA} = \left(1 + 0,5 \cdot \frac{h_s}{S_w} \right) \cdot Q_B = \left(1 + 0,5 \cdot \frac{1500}{2500} \right) \cdot 49050 = 63765 N \quad (4.21)$$

Zatížení vnitřního kola při průjezdu zatáčkou [10]:

$$Q_{Ri} = \left(1 - 0,5 \cdot \frac{h_s}{S_w} \right) \cdot Q_B = \left(1 - 0,5 \cdot \frac{1500}{2500} \right) \cdot 49050 = 34335 N \quad (4.22)$$

Axiální síly působící na kola [10]:

$$K_{aa} = 0,25 \cdot \left(1 + 0,5 \cdot \frac{h_s}{S_w} \right) \cdot Q_B = 0,25 \left(1 + 0,5 \cdot \frac{1500}{2500} \right) \cdot 49050 = 15941,25 N \quad (4.23)$$

$$K_{ai} = 0,25 \cdot \left(1 - 0,5 \cdot \frac{h_s}{S_w} \right) \cdot Q_B = 0,25 \left(1 - 0,5 \cdot \frac{1500}{2500} \right) \cdot 49050 = 8583,75 N \quad (4.24)$$

Q_{RA}	Zatížení vnějšího kola při průjezdu zatáčkou	[N]
Q_{Ri}	Zatížení vnitřního kola při průjezdu zatáčkou	[N]
K_{aa}	Axiální síla působící od ložiska 1 k ložisku 2	[N]

K_{ai}	Axiální síla působící od ložiska 2 k ložisku 1	[N]
h_s	Výška těžiště vozidla	[mm] [3]
S_w	Rozchod nápravy	[mm] [3]

Potom radiální zatížení ložisek při jízdě do zatáčky [10]:

Radiální zatížení ložisek – vnější kolo (režim II.):

$$F_{R1-II.} = \left(\frac{A}{L} \right) \cdot Q_{RA} + \frac{R_{DYN.}}{L} \cdot K_{aa} = \left(\frac{58,5}{108,7} \right) \cdot 63765 + \frac{0,517}{108,7} \cdot 15941,25 = 110136,88N \quad (4.25)$$

$$F_{R1-II.} = \left(1 - \frac{A}{L} \right) \cdot Q_{RA} - \frac{R_{DYN.}}{L} \cdot K_{aa} = \left(1 - \frac{58,5}{108,7} \right) \cdot 63765 - \frac{0,517}{108,7} \cdot 15941,25 = -46371,88N \quad (4.26)$$

Radiální zatížení ložisek – vnitřní kolo (režim III.) [10]:

$$F_{R1-III.} = \left(\frac{A}{L} \right) \cdot Q_{Ri} - \frac{R_{DYN.}}{L} \cdot K_{ai} = \left(\frac{58,5}{108,7} \right) \cdot 34335 + \frac{0,517}{108,7} \cdot 8583,75 = -22347,76N \quad (4.27)$$

$$F_{R1-III.} = \left(1 - \frac{A}{L} \right) \cdot Q_{Ri} - \frac{R_{DYN.}}{L} \cdot K_{ai} = \left(1 - \frac{58,5}{108,7} \right) \cdot 34335 - \frac{0,517}{108,7} \cdot 8583,75 = 56682,76N \quad (4.28)$$

$F_{R1-II.}$	Radiální zatížení ložiska 1 – režim II.	[N]
$F_{R2-II.}$	Radiální zatížení ložiska 2 – režim II.	[N]
$F_{R1-III.}$	Radiální zatížení ložiska 1 – režim III.	[N]
$F_{R2-III.}$	Radiální zatížení ložiska 2 – režim III.	[N]

Výpočet ekvivalentní zatížení [10]:

$$P_i = X \cdot F_{\dot{R}i} + Y \cdot F_{Ai} \quad [N] \quad (4.29)$$

P_i	Ekvivalentní zatížení	[N]
F_{Ai}	Axiální síla působící na ložisko	[N]
F_{Ri}	Radiální síla působící na ložisko	[N]

X	Součinitel radiálního dynamického zatížení	[N] [6]
Y	Součinitel axiálního dynamického zatížení	[N]
	- závisí na poměru axiální (F_{ai}) a radiální síly (F_{ri}) a druhu ložiska [6]	

Režim I – určení axiální složky radiální síly [10]:

$$F_{Ai.} = \frac{F_{Ri}}{2 \cdot Y} \quad (4.30)$$

Y	Součinitel axiálního dynamického zatížení	[N]
	- závisí na poměru axiální (K_{aa} a K_{ai}) a radiální síly (F_{ri}) a druhu ložiska [6]	

$$F_{A1-I.} = \frac{F_{R1-I.}}{2 \cdot Y} = \frac{38062,25}{2 \cdot 1,34} = 14202,33 N$$

$$F_{A2-I.} = \frac{F_{R2-I.}}{2 \cdot Y} = \frac{34316,95}{2 \cdot 0} = 0 N$$

Ekvivalentní zatížení pro režim I. [10]:

$$P_{1-I.} = X \cdot F_{R1-I.} + Y \cdot F_{A1-I.} = 0,46 \cdot 38062,25 + 1,52 \cdot 14202,33 = 39096,18 N$$

$$P_{2-I.} = X \cdot F_{R2-I.} + Y \cdot F_{A1-I.} = 0,46 \cdot 34316,95 + 1,34 \cdot 14202,33 = 34816,92 N$$

$P_{1-I.}$	Ekvivalentní zatížení ložiska 1 – režim I.	[N]
$P_{2-I.}$	Ekvivalentní zatížení ložiska 2 – režim I.	[N]
$F_{A1-I.}$	Axiální zatížení ložiska 1 – režim I.	[N]
$F_{A2-I.}$	Axiální zatížení ložiska 2 – režim I.	[N]

Režim II – určení axiální složky radiální síly [10]:

$$F_{A1-II.} = \frac{F_{R1-II.}}{2 \cdot Y} = \frac{110136,88}{2 \cdot 0} = 0 N$$

$$F_{A2-II.} = \frac{F_{R2-II.}}{2 \cdot Y} = \frac{46371,88}{2 \cdot 0} = 0 N$$

Ekvivalentní zatížení pro režim II [10]:

$$P_{1-II.} = X \cdot F_{R1-II.} + Y \cdot F_{A1-I.} = 1 \cdot 110136,88 = 110136,88 N$$

$$P_{2-II.} = X \cdot F_{R2-II.} + Y \cdot F_{A1-II.} = 1 \cdot 46371,88 = 46371,88 N$$

P _{1-II.}	Ekvivalentní zatížení ložiska 1 – režim II.	[N]
P _{2-II.}	Ekvivalentní zatížení ložiska 2 – režim II.	[N]
F _{A1-II.}	Axiální zatížení ložiska 1 – režim I.	[N]
F _{A2-II.}	Axiální zatížení ložiska 2 – režim I.	[N]

Režim III – určení axiální složky radiální síly [10]:

$$F_{A1-III.} = \frac{F_{R1-III.}}{2 \cdot Y} = \frac{22347,76}{2 \cdot 1,1} = 10158,07 N$$

$$F_{A2-III.} = \frac{F_{R2-III.}}{2 \cdot Y} - K_{ai} = \frac{56682,76}{2 \cdot 1,1} - 8583,75 = 17181,14 N$$

Ekvivalentní zatížení pro režim II [10]:

$$P_{1-III.} = X \cdot F_{R1-III.} + Y \cdot F_{A1-III.} = 0,46 \cdot 22347,76 + 1,1 \cdot 17181,14 = 29179,22 N$$

$$P_{2-III.} = X \cdot F_{R2-III.} + Y \cdot F_{A1-III.} = 1 \cdot 56682,76 + 0 \cdot 17181,14 = 56682,76 N$$

P _{1-III.}	Ekvivalentní zatížení ložiska 1 – režim III.	[N]
P _{2-III.}	Ekvivalentní zatížení ložiska 2 – režim III.	[N]
F _{A1-III.}	Axiální zatížení ložiska 1 – režim III.	[N]
F _{A2-III.}	Axiální zatížení ložiska 2 – režim III.	[N]

Životnost ložisek v miliónech otáček [10]:

$$L_i = \left(\frac{C_i}{P_i} \right)^{m_e} \quad [10^6 \text{ot.}] \quad (4.31)$$

L _i	Životnost ložiska v miliónech otáček	[10 ⁶ ot.]
C _i	Dynamická únosnost ložisek	[N]
m _e	Exponent typu ložiska (bodový styk p = 3, ostatní p = 3,333)	[-] [6]

Režim I.:

$$L_{1-I.} = \left(\frac{C_1}{P_{1-I.}} \right)^{m_e} = \left(\frac{248000}{39096,18} \right)^{3,333} = 472,2 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{2-I.} = \left(\frac{C_2}{P_{2-I.}} \right)^{m_e} = \left(\frac{250000}{34816,92} \right)^{3,333} = 713,75 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

L _{1-I.}	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 1 – režim I.	[10 ⁶ ot.]
L _{2-I.}	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 2 – režim I.	[10 ⁶ ot.]
C ₁	Základní dynamická únosnost kuželíkového ložiska 1	[N]
C ₂	Základní dynamická únosnost kuželíkového ložiska 2	[N]

Tab.2. Základní dynamická únosnost kuželíkových ložisek C [N] [10]

	Základní dynamická únosnost C [N]
Kuželíkové ložisko 1 (TIMKEN 48290 – 48220)	248 000
Kuželíkové ložisko 2 (32 024 X)	250 000

Režim II.:

$$L_{1-II.} = \left(\frac{C_1}{P_{1-II.}} \right)^{m_e} = \left(\frac{248000}{110136,88} \right)^{3,333} = 14,96 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{2-II.} = \left(\frac{C_2}{P_{2-II.}} \right)^{m_e} = \left(\frac{250000}{46371,88} \right)^{3,333} = 274,6 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

L _{1-II.}	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 1 – režim II.	[10 ⁶ ot.]
L _{2-II.}	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 2 – režim II.	[10 ⁶ ot.]

Režim III.:

$$L_{1-III.} = \left(\frac{C_1}{P_{1-III.}} \right)^{m_e} = \left(\frac{248000}{29179,22} \right)^{3,333} = 1252,04 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{2-III.} = \left(\frac{C_2}{P_{2-III.}} \right)^{m_e} = \left(\frac{250000}{56682,76} \right)^{3,333} = 140,63 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$L_{1-III.}$	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 1 – režim III.	$[10^6 \text{ot.}]$
$L_{2-III.}$	Životnost ložiska v miliónech otáček pro ložisko 2 – režim III.	$[10^6 \text{ot.}]$

Výsledná celková životnost ložiska v miliónech otáček se bude skládat z 90 % režimu I., a po 5 % režimu II. a III. [10]:

$$L_{io} = \frac{1}{\frac{0,9}{L_{i-I.}} + \frac{0,05}{L_{i-II.}} + \frac{0,05}{L_{i-III.}}} \quad [10^6 \text{ot.}] \quad (4.32)$$

L_{io}	Výsledná celková životnost ložiska v miliónech otáček	$[10^6 \text{ot.}]$
$L_{i-I.}$	Životnost ložisek v miliónech otáček – režim I.	$[10^6 \text{ot.}]$
$L_{i-II.}$	Životnost ložisek v miliónech otáček – režim II.	$[10^6 \text{ot.}]$
$L_{i-III.}$	Životnost ložisek v miliónech otáček – režim III.	$[10^6 \text{ot.}]$

Výsledná celková životnost ložiska 1 v 10^6 . ot :

$$L_{10} = \frac{1}{\frac{0,9}{L_{1-I.}} + \frac{0,05}{L_{1-II.}} + \frac{0,05}{L_{1-III.}}} = \frac{1}{\frac{0,9}{472,2} + \frac{0,05}{14,96} + \frac{0,05}{1252,04}} = 189,10 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

L_{10}	Výsledná celková životnost ložiska 1 v miliónech otáček	$[10^6 \text{ot.}]$
----------	---	---------------------

Výsledná celková životnost ložiska 2 v 10^6 .ot:

$$L_{20} = \frac{1}{\frac{0,9}{L_{2-I.}} + \frac{0,05}{L_{2-II.}} + \frac{0,05}{L_{2-III.}}} = \frac{1}{\frac{0,9}{713,75} + \frac{0,05}{274,6} + \frac{0,05}{140,63}} = 556 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

L_{20}	Výsledná celková životnost ložiska 2 v miliónech otáček	$[10^6 \text{ot.}]$
----------	---	---------------------

Takto stanovené hodnoty celkových životností ložisek v 10^6 otáček musí být převedeny na životnost v km dle vztahu (4.33) [10]:

$$L_{ioKM} = L_{io} \cdot 2000 \cdot \pi \cdot R_{DYN}. \quad [\text{km}] \quad (4.33)$$

L_{ioKM} Výsledná celková životnost ložiska v km [km]

Výsledná celková životnost ložiska 1 v km:

$$L_{10KM} = L_{10} \cdot 2000 \cdot \pi \cdot R_{DYN} = 189,1 \cdot 2000 \cdot \pi \cdot 0,517 = \underline{614273,73km}$$

Výsledná celková životnost ložiska 2 v km:

$$L_{20KM} = L_{20} \cdot 2000 \cdot \pi \cdot R_{DYN} = 556 \cdot 2000 \cdot \pi \cdot 0,517 = \underline{1806114,18km}$$

L_{10KM} Výsledná celková životnost ložiska 1 v km [km]

L_{20KM} Výsledná celková životnost ložiska 2 v km [km]

Doporučená minimální hodnota životnosti ložisek v km umístěných v nábojích kol u nákladních vozidel je 200 000 km. [10]. Tuto minimální hodnotu obě kuželíková ložiska splňují. Obě ložiska tedy podrobené kontrole na životnost vyhovují.

4.5. Pevnostní analýza náboje kola hydromotoru metodou konečných prvků

Vlivem níže uvedených konstrukčních změn v náboji kola hnané řízené nápravy dle upravené varianty B vůči stávajícímu konstrukčnímu provedení náboje kola nehnané řízené nápravy, dojde k celkové změně v namáhání náboje kola.

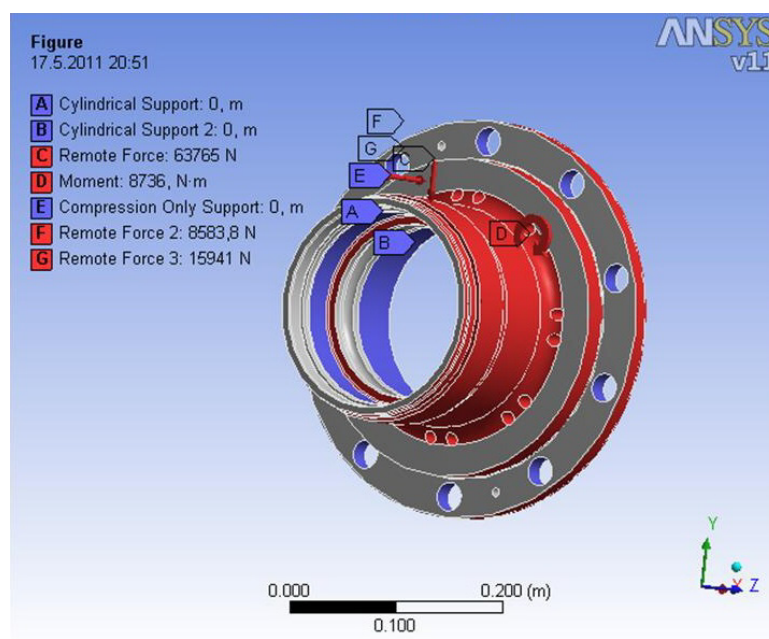
Konstrukční změna umístění hydromotoru dovnitř náboje kola dle upravené varianty B, vlivem které bude odstraněna určitá část materiálu náboje kola v jeho vnitřní části. Následkem předchozí konstrukční změny budou muset být o určitou vzdálenost posunuty segmenty na vnitřní ploše náboje kola, ve kterých je uloženo kuželíkové ložisko 32 024 X. Dále budou muset být do náboje kola vyvrtány díry a zhotoveny závity pro šrouby, kterými bude hydromotor připojen k náboji kola. Těmito dírami bude náboj kola opět o nějakou část materiálu oslaben vůči původnímu provedení.

Jelikož došlo k zásadní změně ve funkci z nehnané řízené nápravy na hnanou řízenou nápravu prostřednictvím hydromotoru připojeného k náboji kola, bude náboj kola navíc namáhán hnací silou od hydromotoru.

V důsledku všech výše zmíněných změn provedených u náboje kola, bude náboj kola vykazovat jiné namáhání a jiné silové účinky než tomu bylo u stávajícího konstrukčního provedení náboje kola nehnané řízené nápravy. Pro zjištění stavu napětí a deformace náboje kola dle jeho nového provedení, bude nutné provést (z hlediska bezpečnosti a spolehlivosti) pevnostní analýzu vhodným výpočtovým programem pracujícím na principu metody konečných prvků.

4.5.1 Okrajové podmínky náboje kola

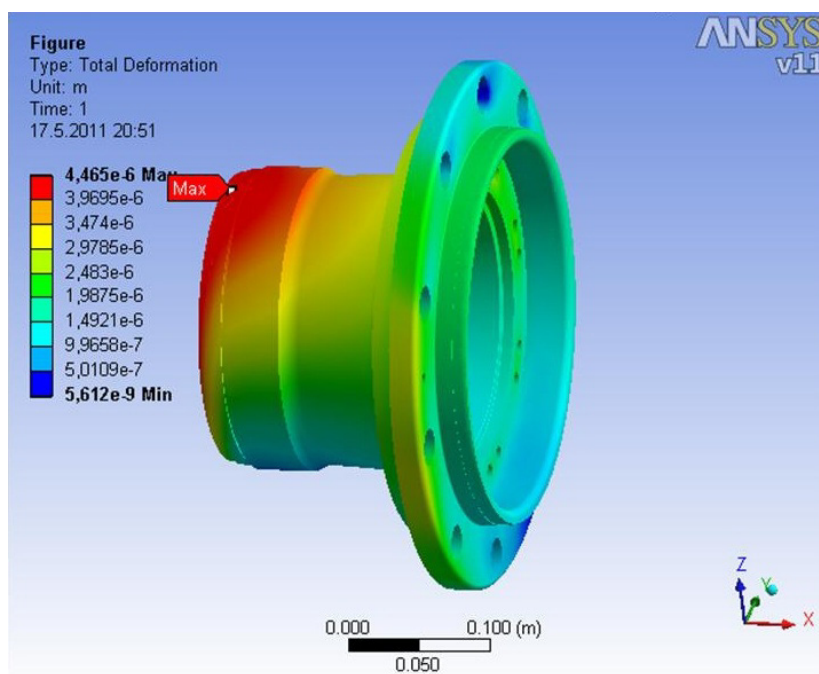
Na obr.4.9 jsou zobrazeny okrajové podmínky náboje kola při mezních stavech namáhání náboje kola. Válcové podpory zobrazené písmeny A a B jsou umístěny na plochách obou kuželíkových ložisek. Další pevná podpora E je umístěna na válcových plochách šroubů kol. Náboj kola je zatížen silou vyvolanou zatížením vnějšího kola při průjezdu zatáčkou Q_{RA} , označeném na obrázku písmenem C, dále pak hnacím kroutícím momentem hydromotoru navýšeným o součinitel přetížení α (písmeno D) a dvěma axiálními silami působícími na ložiska K_{aa} a K_{ai} (písmena F a G).



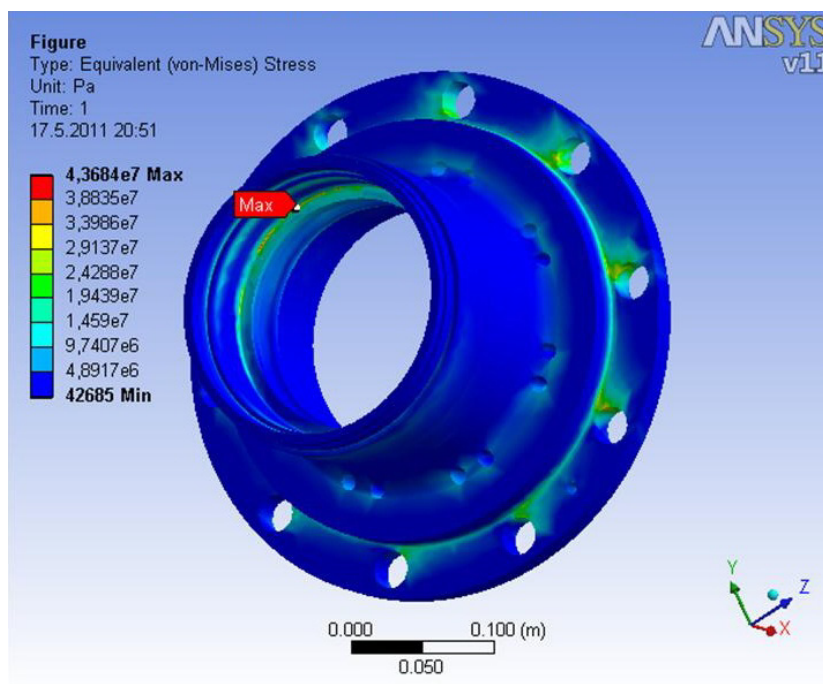
Obr.4.9 – Schéma zadání okrajových podmínek na náboji kola [21]

4.5.2 Výsledky pevnostní analýzy náboje kola

Na obrázcích 4.10 a 4.11 jsou zobrazeny výsledky pevnostní analýzy náboje kola metodou konečných prvků. Na prvním obrázku je možno vidět celkovou deformaci náboje kola, na druhém obrázku rozložení redukovaného napětí náboje kola dle hypotézy HMH.



Obr.4.10 – Schéma zobrazující celkovou deformaci náboje kola [21]



Obr.4.11 – Schéma redukovaného napětí náboje kola dle hypotézy HMH [21]

4.5.3 Vyhodnocení pevnostní analýzy náboje kola

Náboj kola bude vyroben jako odlitek. Materiálem náboje kola je tvárná litina feriticko – perlitická 42 2305 s mezí kluzu $Re = 320 \text{ MPa}$ [16]. Volím statickou bezpečnost $k = 2$.

Pevnostní kontrola náboje kola, při které musí být splněna pevnostní podmínka (4.34):

$$\sigma_D \geq \sigma_{RED.} \quad (4.34)$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} = \frac{320}{2} = 160 \text{ MPa} \quad (4.35)$$

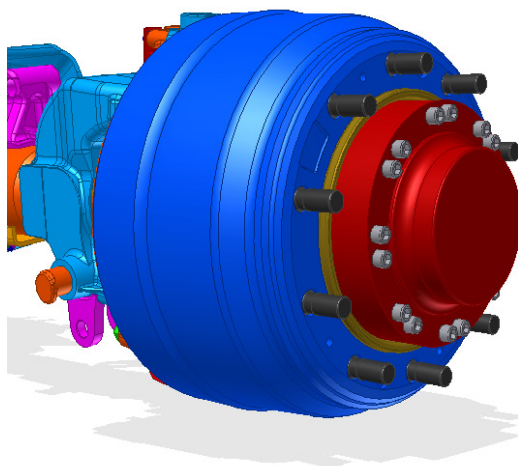
Maximální hodnota redukováného napětí náboje kola σ_{RED} dle hypotézy HMM byla vypočtena 43,68 MPa (viz.obr.4.11).

$$\sigma_D \geq \sigma_{RED.}$$

$$160 \geq 43,68 \Rightarrow \underline{\text{Vyhovuje}}$$

σ_D	Dovolené napětí náboje kola	[MPa]
$\sigma_{RED.}$	Redukované napětí náboje kola dle hypotézy HMM	[MPa]
Re	Mez kluzu	[MPa]
k	Statická bezpečnost	[-]

Konstrukce náboje kola vyhoví kladeným požadavkům v podobě mezních zatížení.



Obr.4.12 – Konstrukční provedení řízené nápravy dle upravené varianty B [19]

5. Závěr

Navržený hydrostatický pohon přední nápravy by měl vozidlu zajistit trvalou mobilitu. Hydrostatický pohon přední nápravy bude na vozidle Tatra sloužit především jako přídavný pohon, kdy již pohon zadních náprav nebude dostačující. Bude tedy ve velké většině případů plnit vyprošťovací funkci vozidla. Jak již bylo zmíněno v úvodu, vozidlo se díky hydrostatickému pohonu na přední řízené nápravě bude moci bezpečněji a spolehlivěji pohybovat po komunikacích i za nepříznivých adhezních a meteorologických podmínek. Jinými slovy řečeno, vozidlo už nebude muset být vybaveno těžkým a rozměrově náročnějším pohonem kol přední nápravy a přitom dovede poskytnout v potřebné situaci stejný jízdní komfort jako plněpohonná varianta.

Výhoda tohoto pohonu spočívá především oproti standardnímu pohonu v úspoře hmotnosti, která se projeví zvýšenou užitnou hmotností vozidla a tím i jednak sníženou spotřebou paliva. Současně ale bude u tohoto pohonu zachována tradiční koncepce výkyvného pohybu přední nápravy Tatra.

Navržené konstrukční provedení nehnané řízené nápravy dle upravené varianty B, tj. s umístěním předpokládaného typu hydromotoru uvnitř náboje kola, s upravenou vnitřní částí náboje kola a se zkrácenou délkou otočného a středového čepu bude splňovat požadavek zadavatele na nepřekročení šířky řízené nápravy nad hodnotu 2500 mm.

Současně ale se splněním tohoto požadavku došlo v náboji kola ke konstrukčním změnám, které následně vedly k nutnosti provést jeho pevnostní kontrolu a zároveň musela být provedena kontrola životnosti ložisek umístěných v tomto náboji, z důvodu změny zmenšení vzdálenosti jednoho z kuželíkových ložisek, na kterém se náboj kola otáčí, od místa působení polovičního statického nápravového tlaku Q_B působícího na kolo přední nápravy. Obě tyto kontroly byly splněny.

Použitím navrženého hydromotoru MFE 08 od firmy Hydraulic Poclain a středového čepu s dvěma drážkovanými evolventními spoji bude tedy možno spolehlivě přenést vypočtený kroutící moment na kolo vozidla pomocí pevnostních šroubů připojených k náboji kola, což potvrdila jejich pevnostní kontrola, a současně navržený hydrogenerátor bude dodávat hydromotoru potřebné množství tlakové oleje k zajištění jeho správné funkce.

Seznam použité literatury

- [1] JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V.: Stroje pro zemní práce, Silniční stroje. Opava: Grafis spol. s.r.o., 1996, 486 s.
- [2] KOPÁČEK, J.: Pohony a převody, VŠB-TUO, Ostrava 2002, 221 s.
- [3] MORAVEC, V. – HAVLÍK, J.: Výpočty a konstrukce strojních dílů, I. Vydání, VŠB-TU OSTRAVA, Ostrava, 2005, 72 s.
- [4] KALÁB, K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části spojovací, I. Vydání, VŠB-TU OSTRAVA, Ostrava, 2007, 91 s.
- [5] KALÁB, K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací, dotisk I. Vydání, VŠB - TU OSTRAVA, 2008, ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 - 8
- [6] LEINVEBER, J. – VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, Albra, Úvaly, 2008, 910 s.
- [7] JANOVEC, A.: Sestavení souboru multimediálních interaktivních schémat hydromotoru, Brno, 2007, 45s., [cit. 2011-01-06], Dostupné na World Wide Web: http://autnt.fme.vutbr.cz/szz/2007/BP_Janovec.pdf
- [8] BALHÁREK, V. - VOŘECH, J.: Radiální pístový hydromotor a hydrogenerátor, [cit. 2010-11-12], Dostupné na World Wide Web: <http://www.fs.cvut.cz/stretech/2009/pdf/1066.pdf>
- [9] Informace a podklady dodané konzultantem DP – JANOVSÝ M. (Tatra)
- [10] VYSTAVĚL, M.: Nápravy - pevnostní výpočty nosných částí, Kopřivnice 1973.
- [11] Oficiální stránky Tatra a.s., [cit.2010–12–05], Dostupné na World Wide Web: http://tatra.cz/web_cz/default.asp
- [12] Hydraulic Poclain – hydromotor MFE 08., [cit.2011–02–15], Dostupné na World Wide Web: <http://www.poclain-hydraulics.com/Default.aspx?tabid=189>
- [13] Hydraulic Poclain – Addidrive Assist., [cit.2011–02–16], Dostupné na World Wide Web: <http://www.poclain-hydraulics.com/portals/0/technical%20catalogs/A31037L.pdf>
- [14] OALER – Vzduchové chladiče oleje Oiltech, [cit.2011–03–09], Dostupné na World Wide Web: http://www.olaer.cz/cz-oiltech_lhc.pdf
- [15] HYDAC – Hydraulické filtry, [cit.2011–03–20], Dostupné na World Wide Web: <http://www.filtr-filtry.cz/0,163,0140D010BN3HC-hydraulicky-filtr-Hydac.html>
- [16] Tvárná litina 42 2305 feriticko-perlitická, [cit.2011–03–20], Dostupné na World Wide Web: <http://shop.normy.biz/d.php?k=3745#nahled>

- Použitý SW

- [17] Zoner photo studio 13
- [18] Autocad 2007
- [19] Inventor 2008
- [20] Sada Microsoft Office 2007
- [21] ANSYS 11

Výkresy

Výkres sestavení – Kolová část přední nehnané nápravy SN2KIE01 – S01

Výkres výrobní – Náboj kola SN2KIE01 – D01

Výkres výrobní – Středový čep SN2KIE01 – D02